Теплотехника

Под общей редакцией д-ра техн. наук
проф. В.И. КРУТОВА

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов высших технических учебных заведений



МОСКВА
« МАШИНОСТРОЕНИЕ »
1986

ББК 31.3
Т 34
УДК 621.1.016

А. М. АРХАРОВ, С. И. ИСАЕВ, И. А. КОЖИНОВ, Н. П. КОЗЛОВ, М. Г. КРУГЛОВ, В. В. КРАСНИКОВ, В. И. КРУТОВ, В. М. КУДРЯВЦЕВ, А. М. КУТЕПОВ, А. И. ЛЕОНТЬЕВ, Б. И. ЛЕОНЧИК, Э. А. МАНУШИН, Г. Б. ПЕТРАЖИЦКИЙ, В. И. СОЛОНИН, П. И. ПЛАСТИНИН

Рецензенты: кафедра «Теоретические основы теплотехники» Ивановского энергетического института им В. И. Ленина, засл. деят. науки и техники РСФСР, д-р техн. наук проф. В. К. Кошкин

Т 34 **Теплотехника:** Учебник для студентов втузов / А. М. Архаров, С. И. Исаев, И. А. Кожинов и др.; Под общ. ред. В. И. Крутова.— М.: Машиностроение, 1986.— 432 с.: ил.

(В пер.): 1 р 90 к.

В учебнике рассмотрены основы термодинамики и теории теплообмена, топливо и его горение, схемы и элементы расчета котлов, промышленных печей, паро- и газотурбинных установок, двигателей внутреннего сгорания, реактивных двигателей и др Приведены расчеты систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, даны основы энерготехнологии

Т $\frac{2303010000\text{-}283}{038(01)\text{-}86}$ 283-86

ББК 31.3
6П2.2

© Издательство «Машиностроение», 1986 г.

Оглавление

Предисловие 5

I. Теоретические основы теплотехники 6

1. Техническая термодинамика (В. И. Крутов) 6
1.1. Основные понятия и определения 7
1.2. Законы термодинамики . . . 14
1.3. Термодинамические процессы реальных газов и паров . . . 33
1.4. Истечение, дросселирование газов и паров 43
1.5. Сжатие газа в компрессоре 51
1.6. Циклы тепловых двигателей и установок 55
1.7. Циклы паросиловых установок 68
1.8. Обратные термодинамические циклы 73

2. Теория теплообмена (Г. Б. Петражицкий) 79
2.1. Теплопроводность 80
2.2. Численные методы решения задач теплопроводности 88
2.3. Конвективный теплообмен 94
2.4. Лучистый теплообмен . . . 126
2.5. Основы теплового расчета теплообменных аппаратов 133

II. Энергетические установки и тепловые двигатели 139

3. Котельные установки и промышленные печи (С. И. Исаев) 139
3.1. Топливо и его горение . . . 139
3.2. Котельные установки . . . 149
3.3. Промышленные печи 168

4. Паротурбинные, газотурбинные и комбинированные установки (Э. А. Манушин, А. И. Леонтьев) 178
4.1. Тепловые турбомашины . . . 179
4.2. Циклы, схемы и параметры 198

5. Двигатели внутреннего сгорания (М. Г. Круглов, В. И. Крутов) 220
5.1. Основные типы двигателей 220
5.2. Тепловые процессы в двигателях 239
5.3. Автоматическое регулирование ДВС 250

6. Реактивные двигатели (Э. А. Манушин, В. М. Кудрявцев) . . . 256
6.1. Принцип действия, устройство и классификация 256
6.2. Основные параметры и характеристики 270

7. Плазменные энергетические установки (Н. П. Козлов) . . . 280
7.1. Основы термоядерной энергетики 280
7.2. Термоядерные энергетические установки 283
7.3. Энергетические установки с МГД-генераторами 289

8. Компрессорные, холодильные, криогенные машины и установки (П. И. Пластинин, А. М. Архаров) 293
8.1. Компрессорные машины 293
8.2. Холодильные и криогенные машины и установки . . . 309

III. Энергоснабжение . . . 334

9. Тепловые и атомные электростанции (В. И. Солонин) . . . 334
9.1. Основные типы электростанций 334
9.2. Экономичность работы электростанций 352

10. Сушильные установки (В. В. Красников) 357
10.1. Процессы сушки и увлажнения 357
10.2. Особенности сушильных установок 364

11. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха (И. А. Кожинов) 371
11.1. Отопление 371
11.2. Вентиляция и кондиционирование 374

12. Теплоснабжение промышленных предприятий (Б. И. Леончик) 380
12.1. Системы теплоснабжения 380
12.2. Расход теплоты в системах теплоснабжения 384

13. Основы энерготехнологии и вторичные энергетические ресурсы (А. М. Кутепов) . . . 392
13.1. Основы энерготехнологии 392
13.2. Вторичные энергетические ресурсы 406

Список литературы 418

Сокращения 419

Предметный указатель 420

Предисловие

В «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года», утвержденных XXVII съездом КПСС, предусмотрен перевод производства на преимущественно интенсивный путь развития, обеспечивающий ускорение темпов экономического роста на базе научно-технического прогресса. Научно-технический прогресс в значительной мере характеризуется постепенным увеличением количества энергии, используемой человеком в процессе производства. Процесс увеличения выработки энергии для нужд производства продолжается в настоящее время с еще большей интенсивностью путем строительства и ввода в эксплуатацию значительного количества мощных тепловых и атомных электрических станций. Основные положения Энергетической программы СССР на длительную перспективу предусматривают ускоренное развитие ядерной энергетики. Строительство крупных тепловых электростанций намечено осуществлять на базе углей Экибастузского и Канско-Ачинского топливно-энергетических комплексов. Развитие отраслей топливно-энергетического комплекса должно быть подчинено задаче устойчивого обеспечения потребностей страны во всех видах топлива и энергии при планомерном проведении в отраслях и сферах народного хозяйства целенаправленной энергосберегающей политики.

В предстоящие годы предполагается расширение комбинированного производства электрической и тепловой энергии.

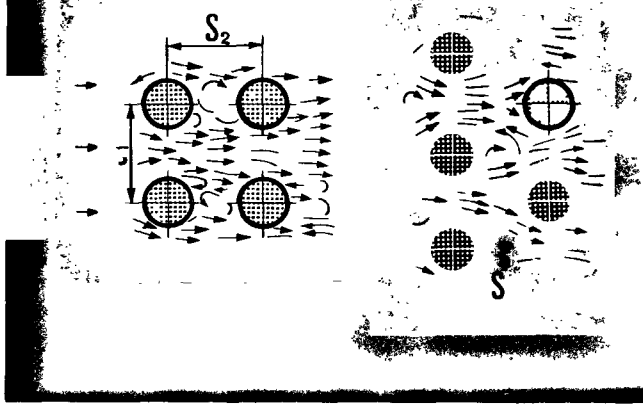
Планируется увеличить использование в народном хозяйстве природного газа путем доведения его добычи к 1990 г. до 835—850 млрд. м^3 с одновременным повышением степени извлечения газового конденсата. Значительно расширится производство автомобилей, работающих на сжатом и сжиженном газе. К 1990 г. доля грузооборота, осуществляемая автомобилями с дизельными двигателями, возрастет до 60%. Получат дальнейшее развитие транспортные энергетические установки.

Дальнейший рост производства топлива и энергии и совершенствование топливно-энергетического баланса позволяют существенно повысить уровень электрификации всех отраслей народного хозяйства в условиях всемерной экономии топливно-энергетических ресурсов и обеспечения защиты окружающей среды.

В реализации поставленных XXVII съездом КПСС задач значительная роль принадлежит инженерам, призванным создавать энергетические установки и машины на основе последних достижений науки и техники, а также эффективно их эксплуатировать. В связи с этим в учебные планы многих инженерных специальностей включена дисциплина «Теплотехника» и утверждена учебная программа, в соответствии с которой написан учебник.

Предлагаемый учебник дает знания в области теплотехники в целом, которые необходимы инженеру для эффективной эксплуатации теплотехнического оборудования, выявления и использования вторичных энергетических ресурсов.

I еорет ' ' ские основы еплоте: : : (:



1. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Термодинамика опирается на фундаментальные законы (начала), которые являются обобщением наблюдений над процессами, протекающими в природе независимо от конкретных свойств тел. Этим объясняется универсальность закономерностей и соотношений между физическими величинами, получаемых при термодинамических исследованиях.

Первым началом термодинамики для изолированной системы является закон сохранения и превращения энергии; второе начало термодинамики характеризует направление процессов обмена энергией, протекающих в природе; и в качестве третьего начала термодинамики принимается принцип недостижимости абсолютного нуля.

Техническая термодинамика занимается разработкой теории тепловых двигателей и установок таких, как двигатели внутреннего сгорания, паровые и

Термодинамика – наука о наиболее общих свойствах макроскопических физических систем, находящихся в состоянии термодинамического равновесия, и о процессах перехода между этими состояниями.

Техническая термодинамика – раздел термодинамики, занимающийся приложениями законов термодинамики в теплотехнике.

газовые турбины, реактивные и ракетные двигатели, холодильные и компрессорные машины. На ее основе формируются методы прямого преобразования теплоты в электрическую энергию, проводится анализ эффективности термодинамических циклов, процессов теплообмена, изучаются термодинамические свойства различных веществ, закономерности теплового движения и др.

1.1. Основные понятия и определения

Тепловое движение – это особая форма движения материи, качественно отличная от обычного механического движения, при котором все части тела движутся упорядоченно, а теплота – форма теплового движения. Совокупная кинетическая энергия движущихся микрочастиц составляет энергию теплового движения материи, которая так же, как и механическая, может передаваться от одной части материи к другой. Совокупность энергии теплового движения всех микрочастиц системы и энергии их взаимодействия составляет внутреннюю энергию системы.

Перенос энергии теплового движения происходит при разности температур частей материи в результате их соприкосновения или беспорядочных электромагнитных колебаний.

Передача энергии (формы обмена энергией) происходит двумя способами – работой L и теплотой Q

Часть полного запаса энергии термодинамической системы, которая не связана с положением системы в поле внешних сил и с движением самой системы относительно внешней среды, называется внутренней энергией термодинамической системы

Если работа L или количество теплоты Q относятся к 1 кг массы материи, то они называются удельными, обозначаются соответственно через l и q и измеряются в джоулях на килограмм (Дж/кг).

Теплообмен может происходить как *внутри термодинамической системы, так* и с другими телами (внешней средой).

Термодинамические системы

Термодинамические системы подразделяются на закрытые, не обменивающиеся веществом с другими системами, и открытые, обменивающиеся веществом и энергией с другими системами. В тех случаях, когда система не обменивается энергией и веществом с другими системами, она называется изолированной, а когда не происходит теплообмена, система называется адиабатной

Тепловое движение – это беспорядочное (хаотическое) движение микрочастиц (молекул, атомов и др.), из которых состоят все тела.

Передача энергии в результате макроскопического упорядоченного движения микрочастиц называется работой.

Передача энергии в результате обмена хаотическим, ненаправленным движением микрочастиц называется теплообменом, а количество передаваемой при этом энергии – количеством теплоты, теплотой процесса или теплотой.

Термодинамической системой называется совокупность макроскопических тел, которые могут взаимодействовать между собой и с другими телами, составляющими внешнюю среду, в виде обмена энергией или веществом.

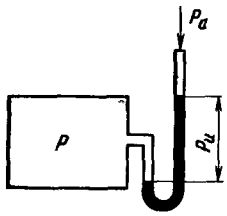


Рис. 1.1.
Схема измерения давления по высоте столба жидкости с помощью U-образной трубки

Рабочим телом в термодинамической системе наиболее часто служат: водяной пар, газ, воздух, аммиак, углекислота и др.

Параметры состояния термодинамической системы могут изменяться в процессе ее взаимодействия с внешней средой. К их числу относятся давление p, температура T и объем V.

Давление p определяется отношением суммы нормальных к поверхности составляющих сил $\sum F_n$, образующихся вследствие ударов о стенку хаотически движущихся микрочастиц рабочего тела, к площади поверхности A. В общем случае

$$p = \lim_{A \to 0} (\sum F_n / A) = \left(\frac{\partial F}{\partial A} \right)_n .$$

При равномерном распределении сил вдоль поверхности

$$p = \sum F_n / A.$$

Единицей измерения давления является паскаль (Па). В практических расчетах часто используется 1 МПа = $= 10^6$ Па.

Давление подразделяется на абсолютное p, атмосферное p_a, избыточное $p_и$ и вакуум $p_в$. Измеряют давление барометрами, манометрами и вакуумметрами и различными преобразователями. Если в сосуде (рис. 1.1) абсолютное давление $p > p_a$, то избыточное давление $p_и = p - p_a$ определяется разностью столбов жидкости в V-образной трубке манометра. Если $p < p_a$, то в сосуде – разрежение, уровень жидкости в правой части трубки вакуумметра окажется ниже уровня жидкости в левой части и $p_в = p_a - p$.

В зависимости от вида жидкости (ртуть, вода), использованной в манометре (вакуумметре), давления $p_и$ и $p_в$ измеряются в миллиметрах ртутного столба (1 мм рт. ст. = 133,322 Па) или водяного столба (1 мм вод. ст. = = 9,80665 Па).

Температура T пропорциональна кинетической энергии частиц рабочего тела. Чем ниже температура, тем меньше кинетическая энергия. Значения температуры определяют по температурному изменению какого-либо удобного для измерения физического свойства вещества с помощью температурной шкалы.

Термодинамическая температурная шкала основана на втором начале термодинамики. Температура, при которой полностью прекращается тепловое движение молекул, принята за абсолютный нуль – начало отсчета. Другой точкой, определяющей термодинамическую температурную шкалу, является температура тройной точки воды (температура равновесия между льдом, водой и паром), равная 273,16 К. За единицу

Рабочее тело – газообразное, жидкое или плазменное вещество, с помощью которого осуществляется преобразование какой-либо энергии при получении механической работы, холода, теплоты.

Параметры состояния – физические величины, однозначно характеризующие состояние термодинамической системы и не зависящие от предыстории системы.

Давление – физическая величина, характеризующая интенсивность нормальных сил, с которыми одно тело действует на поверхность другого.

измерения по термодинамической температурной шкале принят кельвин (К), равный 1/273,16 части интервала от абсолютного нуля температуры до температуры тройной точки воды. Часто ту же температуру измеряют по шкале Цельсия (нуль – температура t таяния льда и 100 °С – температура t кипения воды при нормальном давлении 101 325 Па). Соотношение между температурой T, измеренной по термодинамической температурной шкале, и температурой t, измеряемой по шкале Цельсия, следующее:

$$t = T - 273{,}15\,^{\circ}\mathrm{C}; \qquad T = t + 273{,}15\ \mathrm{K}.$$

Объем V рабочего тела в термодинамике измеряется в м^3. Удельным объемом называется объем v, занимаемый единицей массы рабочего тела. Для однородного рабочего тела удельный объем

$$v = V/m,$$

где m – масса рабочего тела.

Чтобы объем V характеризовал количество рабочего тела, в нем сосредоточенного, необходимо указывать давление и температуру рабочего тела в объеме. Так, в качестве нормальных физических условий приняты температура 273,15 К (0 °С) и давление 101,325 кПа.

Величина, обратная удельному объему, является плотностью рабочего тела $\rho = 1/v = m/V$. Следовательно, $\rho v = 1$.

Состояние термодинамической системы может быть равновесным и неравновесным. Равновесное состояние изолированной термодинамической системы характеризуется постоянством по всему объему, занимаемому системой, таких параметров, как давление (механическое равновесие) и температура (термическое равновесие). В неизолированной системе равновесное состояние однозначно определяется внешними условиями, т. е. давлением и температурой внешней среды. В равновесных термодинамических системах отсутствуют стационарные потоки, например, теплоты и вещества. Всякая изолированная система с течением времени приходит в равновесное состояние, которое остается затем неизменным, пока система не будет выведена из него внешним воздействием.

Если в разных частях объема, занимаемого рабочим телом, нарушается постоянство давления, то система приходит в неравновесное механическое состояние; если нарушается постоянство температур, то имеет место неравновесное термическое состояние.

Параметры системы, находящейся в состоянии термодинамического равновесия, связаны между собой, причем число независимых параметров состояния системы всегда равно числу ее термодинамических степеней свободы. Например, состояние термодинамической системы, в которой могут изменяться температура и объем (термодеформационная система), всегда определено, если заданы только два параметра. При этом остальные параметры принимают вполне определенные значения. Таким образом, при рассматриваемых условиях связь между параметрами можно представить в виде

$$p = f_p(v, T); \quad v = f_v(p, T); \quad T = f_T(p, v). \tag{1.1}$$

Уравнение состояния

$$f(p;\ v;\ T) = 0. \tag{1.2}$$

В термодинамических системах в качестве рабочего тела часто рассматривается идеальный газ, являющийся теоретической моделью газа, в которой не учитываются взаимодействия частиц газа – молекул, представляющих собой

Уравнение состояния – уравнение, выражающее связь между параметрами равновесного состояния термодинамической системы.

материальные точки, не имеющие объема и сил межмолекулярного сцепления. Уравнением состояния идеального газа является уравнение Клапейрона

$$pV = mRT \tag{1.3}$$

или

$$pv = RT, \tag{1.4}$$

где R – газовая постоянная, характеризующая работу 1 кг идеального газа при постоянном давлении и изменении температуры на 1 К.

Газовые постоянные определяются свойствами рабочих тел, поэтому для различных тел значения R различны. Если μ – молярная масса газа, то, умножив на μ обе части уравнения (1.4), получим уравнение Клапейрона – Менделеева

$$pv_\mu = R_\mu T, \tag{1.5}$$

где $v_\mu = v\mu$ – молярный объем рабочего тела, м³/моль, при нормальных физических условиях $v_\mu \approx 22{,}4$ м³/кмоль; $R_\mu = R\mu$ – универсальная газовая постоянная, $R_\mu = 8314$ Дж/(кмоль·К).

Газовая постоянная конкретного рабочего тела в Дж/(кг·К)

$$R = 8314/\mu. \tag{1.6}$$

Продифференцировав систему уравнений (1.1) по независимым переменным, получим приращение параметров

$$dp = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T dv; \tag{1.7}$$

$$dv = \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{dv}{\partial p}\right)_T dp; \tag{1.8}$$

$$dT = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v dp + \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_p dv. \tag{1.9}$$

В индексе при частной производной указан постоянный параметр. Приняв условие $dp = 0$, можно получить дифференциальное уравнение состояния

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T = -1, \tag{1.10}$$

куда входят частные производные, имеющие определенный физический смысл, – термодинамические характеристики рабочего тела.

При расчетах обычно используются значения, получаемые путем деления $\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ и $\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T$ на удельный объем газа v_0 при $T_0 = 277$ К и $p_0 = 101{,}325$ кПа или $\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v$ деленное на давление p_0 при тех же условиях:

коэффициент термического расширения

$$\beta = (1/v_0)\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p; \tag{1.11}$$

коэффициент термической упругости

$$\gamma = (1/p_0)\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v; \tag{1.12}$$

коэффициент изотермной сжимаемости

$$\beta_T = -(1/v_0)\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T. \tag{1.13}$$

Подставив выражения (1.11)–(1.13) в уравнение (1.10), получим

$$\beta = \beta_T \gamma p_0. \tag{1.14}$$

Так как соотношения (1.7)–(1.13) выведены на основе зависимости (1.1), а не (1.4), то выражение (1.14) справедливо для любых рабочих тел.

Свойства реальных рабочих тел описываются многочисленными эмпирическими уравнениями. Наиболее простым, качественно правильно отражающим поведение реальных рабочих тел является уравнение Ван-дер-Ваальса

$$(p + a/v^2)(v - b) = RT, \tag{1.15}$$

где a и b – экспериментально полученные константы; a/v^2 – поправка на силы молекулярного сцепления; b – поправка на объем молекул газа.

Поскольку путь молекул реального газа всегда меньше пути молекул *1* идеального газа на диаметр молекулы

d (рис. 1.2), число столкновений молекул и ударов о стенки резервуара в реальном газе больше, а следовательно, давление $p_р$ реального газа выше давления p идеального при одной и той же температуре, т. е. $p_р > p = RT/v$. Разность давлений тем значительней, чем больше диаметр молекул. В связи с этим давление реального газа

$$p_р = RT/(v - b),$$

где b – суммарный объем, занимаемый молекулами *2* при $p = \infty$.

Температура идеального газа характеризует среднюю скорость движения молекул. В реальном газе молекулы притягиваются друг к другу (межмолекулярное сцепление), в связи с чем при подходе к стенке молекула *3* испытывает одностороннее притяжение (рис. 1.2), и ее скорость движения к стенке снижается, а импульс силы удара о стенку уменьшается. Это приводит к определенному понижению давления реального газа на стенку (по сравнению с идеальным), что может быть учтено уравнением

$$p = RT/(v - b) - \Delta p. \qquad (1.16)$$

Давление пропорционально числу молекул, ударяющихся о стенку, и числу молекул, оттягивающих эти молекулы от стенки, т. е. квадрату числа молекул, приходящихся на 1 м^2 поверхности. Это число пропорционально плотности и обратно пропорционально удельному объему, в связи с чем

$$\Delta p = a/v^2, \qquad (1.17)$$

причем константа a зависит от свойств рабочего тела. Подстановка (1.17) в уравнение (1.16) приводит к уравнению (1.15).

Уравнение (1.15) можно представить в виде

$$v^3 - (b + RT/p)v^2 + (a/p)v - ab/p = 0. \qquad (1.18)$$

Решением этого уравнения при $T = \text{const}$ являются изотермы (рис. 1.3).

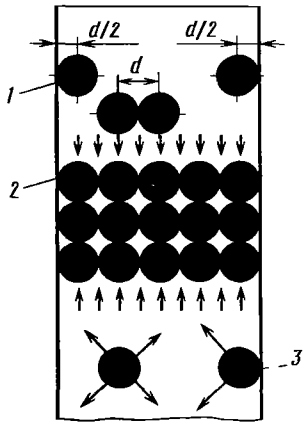


Рис. 1.2.
Схема взаимодействия молекул реального газа

В действительности в области *II* изотермы протекают при $p = \text{const}$ в виде прямых *mn*, построение которых выполняется при условии равенства площадок, ограниченных кривой, расположенной выше и ниже прямой *mn*. Соединив точки *m*; *k* и *n* плавной кривой, получим границы различных агрегатных состояний рабочего тела: *I* – перегретый пар; *II* – влажный пар; *III* – жидкость.

Различие характера изотерм, расположенных выше и ниже изотермы

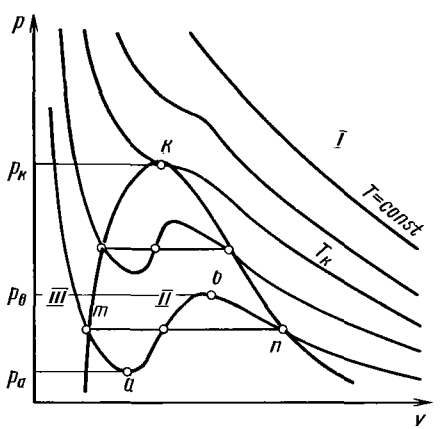


Рис. 1.3.
Изотермы Ван-дер-Ваальса

$T_к = \text{const}$, позволило определить эту изотерму как критическую, где точка k – критическая точка с критическими параметрами рабочего тела $p_к$, $T_к$ и $v_к$. Так как при критических параметрах точки K уравнение (1.18) имеет три действительных равных между собой корня, его можно представить в виде $(v - v_к)^3 = 0$. Раскрытие его и сопоставление с предыдущим показывает, что

$$3v_к = b + RT_к/p_к;\ 3v_к^2 = a/p_к;$$

$$v_к^3 = ab/p_к.$$

Из последних двух соотношений $b = v_к/3$ и, следовательно, $a = 3v_к^2 p_к$ и $R = 8p_к v_к/(3T_к)$. Таким образом, постоянные уравнения (1.15) определяются параметрами в критической точке, которые могут быть получены экспериментальным путем.

Термодинамические процессы

Изменение состояния рабочего тела вследствие воздействия на него внешней среды в термодинамике называется процессом. Термодинамический процесс характеризуется изменением основных параметров рабочего тела. Термодинамические процессы могут быть равновесными и неравновесными.

Равновесный процесс протекает так медленно, что в каждый выбранный момент времени значения параметров p, v и T характеризуют равновесное состояние всей системы, а не отдельной ее части. Однако бесконечно медленное протекание процессов практически невыполнимо и является предельным. Равновесные процессы можно описать графически, например, в виде изотерм (см. рис. 1.3); при этом каждая кривая характеризует совокупность равновесных состояний термодинамической системы.

Неравновесный процесс не поддается графическому изображению, так как рабочее тело системы, участвующее в процессе, одновременно имеет несколько разных значений параметров в различных частях.

Обратимый процесс является равновесным, а необратимый – неравновесным. В результате прямого и обратного обратимых процессов в системе и во внешней среде не происходит каких-либо остаточных конечных изменений. При прямом обратимом процессе производится работа, достаточная для возвращения системы при тех же внешних условиях в первоначальное состояние.

Обратимые процессы – это идеализированные процессы с максимальной работой при расширении и минимальной при сжатии. Такие процессы совершаются только при сохранении в каждой точке процесса равновесного состояния системы, и поэтому обратимым процессом может быть только равновесный процесс.

Необратимый процесс не удовлетворяет этим условиям. При таких процессах

Равновесный процесс – процесс перехода термодинамической системы из одного равновесного состояния в другое, столь медленный, что все промежуточные состояния можно рассматривать как равновесные.

Неравновесный процесс – процесс, включающий неравновесные состояния.

Обратимым процессом называется такой процесс, который может происходить как в прямом, так и в обратном направлении, причем при возвращении в первоначальное состояние (при изменении внешних условий в противоположной последовательности) система проходит все равновесные состояния прямого процесса, но в обратном порядке.

Необратимый процесс – процесс, который может самопроизвольно протекать только в одном направлении.

система не может возвратиться в исходное состояние без дополнительного внешнего воздействия. Всякий необратимый процесс изменения состояния рабочего тела является процессом неравновесным.

Несколько последовательных термодинамических процессов, например, *1D2* и *2C1* (рис. 1.4), составляющих замкнутый термодинамический процесс *1D2C1*, образуют круговой процесс или цикл.

Термодинамический цикл, как и термодинамический процесс, может быть обратимым и необратимым. Обратимый цикл образуется только обратимыми процессами.

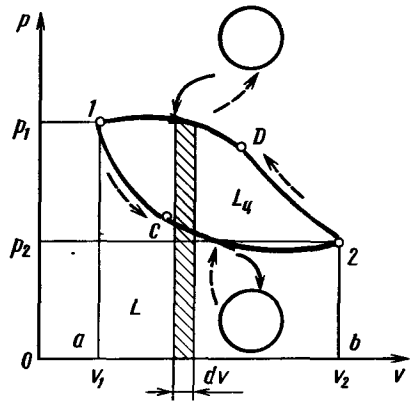


Рис. 1.4.
***pv*-диаграмма термодинамического цикла**

Газовые смеси

В качестве рабочего тела тепловых двигателей и установок часто используется смесь различных газов. Известно, что каждый входящий в смесь газ занимает объем, равный объему смеси.

Парциальные давления $p_к$ составляют давление смеси

$$p_n = \sum_{k=1}^{k=n} p_к,$$

где n – число компонентов смеси.

Так как для k-го газа $p_к V = m_к R_к T$, для смеси газов

$$p_n V = T \sum_{k=1}^{k=n} m_k R_k.$$

Пусть

$$\sum_{k=1}^{k=n} m_k R_k = R_n \sum_{k=1}^{k=n} m_k,$$

тогда средняя газовая постоянная смеси

$$R_n = \sum_{k=1}^{k=n} m_k R_k \Big/ \sum_{k=1}^{k=n} m_k. \qquad (1.19)$$

Так как $\sum_{k=1}^{k=n} m_k = m_n$ – масса смеси газов, уравнение состояния смеси газов имеет вид

$$p_n V = m_n R_n T. \qquad (1.20)$$

Для оценки состава смеси газов вводится понятие массовой доли k-го газа в смеси

$$g_k = m_k / m_n. \qquad (1.21)$$

При этом $\sum_{k=1}^{k=n} g_k = 1$. В соответствии с выражением (1.19)

$$R_n = \sum_{k=1}^{k=n} g_k R_k.$$

Поставив полученное уравнение в соотношение (1.6) для k-го газа, имеем

Термодинамический цикл – круговой процесс, осуществляемый термодинамической системой.
Парциальное давление – давление, которое имел бы газ, входящий в состав газовой смеси, если бы он один занимал объем, равный объему смеси при той же температуре.

$$R_n = 8314 \sum_{k=1}^{k=n} (g_k/\mu_k),$$

где μ_k – молярная масса k-го газа в смеси, кг/моль.

По аналогии с выражением (1.6) для смеси газов

$$R_n = 8314/\mu_n, \qquad (1.22)$$

где μ_n – средняя (кажущаяся) молярная масса смеси.

Смесь газов может быть выражена через объемные доли

$$r_k = V_k/V, \qquad (1.23)$$

где V_k – парциальный объем k-го газа в смеси при давлении смеси p_n (непарциальном давлении p_k).

Так как температура всех газов, входящих в смесь, одинаковая, в соответствии с уравнением (1.4) $p_k V = p_n V_k$ и

$$\sum_{k=1}^{k=n} V_k = \sum_{k=1}^{k=n} p_k V/p_n = V.$$

Следовательно, сумма парциальных объемов газов смеси равна объему, занимаемому смесью. В связи с этим $\sum_{k=1}^{k=n} r_k = 1$. Массовые и объемные доли смеси газов можно связать между собой, если известна плотность ρ_k каждого газа смеси. Тогда в соответствии с выражением (1.21)

$$g_k = \rho_k V_k / \sum_{k=1}^{k=n} \rho_k V_k,$$

а после деления числителя и знаменателя на объем смеси V

$$g_k = \rho_k r_k / \sum_{k=1}^{k=n} \rho_k r_k. \qquad (1.24)$$

Аналогично

$$r_k = (g_k/\rho_k) / \sum_{k=1}^{k=n} (g_k/\rho_k). \qquad (1.25)$$

Так как $\rho_k = \mu_k/V_\mu$, уравнения (1.24) и (1.25) можно представить в виде

$$g_k = \mu_k r_k / \sum_{k=1}^{k=n} \mu_k r_k \qquad (1.26)$$

и

$$r_k = (g_k/\mu_k) / \sum_{k=1}^{k=n} (g_k/\mu_k). \qquad (1.27)$$

Эти зависимости более удобны для расчетов при известных химических формулах газов, составляющих смесь.

1.2. Законы термодинамики

Первый закон термодинамики

В своей практической деятельности человек сталкивается с различными процессами в природе и технике, связанными с превращениями одних видов энергии в другие. Как известно, энергия не исчезает и не возникает из ничего, а только переходит из одной формы в другую. В 1842 г. Р. Майер установил эквивалентность теплоты и механической работы, не зависящую от характера процесса превращения энергии.

Пусть термодинамическая система массой m занимает объем V при температуре T и давлении p (рис. 1.5). Если из внешней среды (внешнего источника теплоты) к термодинамической системе подводится бесконечно малое количество теплоты dQ, то при определенных условиях температура системы увеличится на dT. Повышение температуры означает увеличение кинетической энергии $E_к$ теплового движения системы на $dE_к$.

В соответствии с уравнением (1.4) повышение температуры при постоянном давлении внешней среды может привести к увеличению объема системы на величину dV. В этом случае часть теплоты затрачивается на совершение работы дисгрегации (разъединения) молекул по преодолению сил межмолекулярного сцепления. Увеличение расстояния между моле-

кулами обусловливает возрастание потенциальной энергии системы на величину $dE_п$. Суммарное изменение кинетической $dE_к$ и потенциальной $dE_п$ энергии системы составит изменение ее внутренней энергии

$$dU = dE_к + dE_п. \quad (1.28)$$

Внутренняя энергия системы является однозначной функцией двух (из трех) параметров рабочего тела. В зависимости от пары независимых переменных имеем

$$\left.\begin{aligned} U &= f_1(p, V);\\ U &= f_2(V, T);\\ U &= f_3(p, T). \end{aligned}\right\} \quad (1.29)$$

Термодинамика не занимается определением абсолютного значения внутренней энергии, а рассматривает лишь ее изменение. Изменение U не зависит от промежуточных состояний рабочего тела, а определяется только начальным и конечным состояниями системы, поэтому

$$\Delta U = \int_1^2 dU = U_2 - U_1. \quad (1.30)$$

Если начальное и конечное состояния совпадают (см. рис. 1.4), то

$$\oint dU = 0. \quad (1.31)$$

Дифференцируя функциональные зависимости (1.29), получим

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial p}\right)_V dp + \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_p dV; \quad (1.32)$$

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_V dT + \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T dV; \quad (1.33)$$

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial U}{\partial p}\right)_T dp. \quad (1.34)$$

Изменение внутренней энергии является положительной величиной, если температура термодинамической системы увеличивается. В идеальных газах силы межмолекулярного сцепления не учитываются, в связи с чем $dE_п = 0$ и

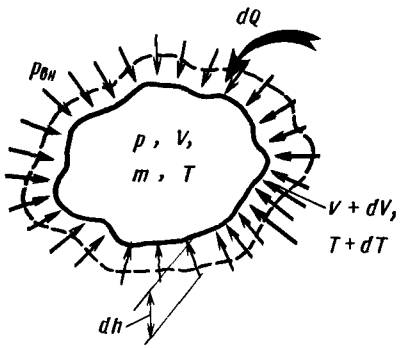


Рис. 1.5.
Схема для определения работы при расширении рабочего тела

внутренняя энергия системы изменяется только в зависимости от температуры. Тогда для 1 кг идеального газа

$$\left(\frac{\partial U}{\partial v}\right)_T = 0; \left(\frac{\partial U}{\partial p}\right)_T = 0; \quad (1.35)$$

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_v dT; \; dU = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_p dT. \quad (1.36)$$

При подводе к термодинамической системе количества теплоты dQ не только изменяется внутренняя энергия рабочего тела, но и совершается работа вследствие расширения объема v системы на величину dv при преодолении сил внешнего сопротивления (см. рис. 1.5). Для определения этой работы необходимо знать площадь A поверхности, ограничивающей термодинамическую систему массой m, на которую действует внешнее давление $p_{вн}$. При бесконечно малом расширении газа с увеличением температуры на dT каждая точка ограничивающей площади переместится на бесконечно малое расстояние dh. Элементарная работа $dL = p_{вн}Adh$ – работа изменения объема или механическая. Так как элементарное изменение объема $Adh = dV$, при $p_{вн} = p$ (процесс расширения равновесный)

$$dL = pdV. \quad (1.37)$$

Разделив левую и правую части выражения (1.37) на m, можно получить

элементарную удельную работу $dl = pdv$. Элементарная работа dl численно равна элементарной площадке под процессом, например, $1D2$, при изменении объема на dv (см. рис. 1.4). Конечная работа

$$l = \int_{v_1}^{v_2} pdv, \qquad (1.38)$$

где v_1 и v_2 – соответственно начальный и конечный удельный объем.

В координатах v, p это количество работы характеризуется площадью под процессом, например, $a1D2b$ (рис. 1.4). Для подсчета интеграла (1.38) необходимо знать функциональную зависимость $p = f(v)$, т. е. термодинамический процесс, например, $1D2$. Следовательно, работа $L(l)$ является функцией процесса. Положительная работа совершается при увеличении объема термодинамической системы.

Так как подведенное к системе количество теплоты dQ приводит в общем случае к изменению внутренней энергии системы и совершению внешней работы dL, на основе закона сохранения энергии (первого закона термодинамики для изолированных систем)

$$dQ = dU + dL \text{ и } dq = du + dl. \qquad (1.39)$$

Из полученного уравнения следует, что без подвода теплоты ($dQ = 0$) внешняя работа может совершаться только за счет внутренней энергии системы. Уравнение (1.39) показывает также, что подвод теплоты к термодинамической системе определяется термодинамическим процессом. Действительно, если изменение dU определяется только разностью конечного и начального состояний, то внешняя работа зависит от характера термодинамического процесса. В открытых системах подвод теплоты может привести к изменению внешней кинетической $E_{к.вн}$ и внешней потенциальной $E_{п.вн}$ энергии рабочего тела системы

$$dE_{к.вн} = 0{,}5d(mw^2);\ dE_{п.вн} = d(gmh), \qquad (1.40)$$

где w – скорость движения рабочего тела; g – ускорение свободного падения; h – изменение уровня центра инерции рабочего тела.

Это особенно четко проявляется при движении рабочего тела, например, по движущимся каналам между лопатками турбин. Внешняя работа dL в этом случае расходуется на работу $dL_{ис}$ вытеснения рабочего тела по каналу и на техническую работу $dL_{тех}$ перемещения самого канала в пространстве под действием сил, нормальных к стенкам канала. Следовательно, при видимом движении рабочего тела в открытых системах

$$dL = dL_{ис} + dL_{тех}. \qquad (1.41)$$

С учетом изложенного первый закон термодинамики для открытых систем можно выразить уравнением

$$dQ = dU + 0{,}5d(mw^2) + d(gmh) + dL_{ис} + dL_{тех} \qquad (1.42)$$

или с учетом (1.40) и (1.41)

$$dQ = dU + dE_{к.вн} + dE_{п.вн} + dL. \qquad (1.43)$$

В изолированной системе запас энергии не изменяется, поэтому совершение работы возможно в течение некоторого времени только при неравновесном процессе (механическом, термическом, химическом, ядерном) за счет уменьшения внутренней энергии. Нельзя получать работу от тел, находящихся, например, в температурном равновесии, хотя эти тела и обладают определенным запасом внутренней энергии. Отсюда очевидна невозможность создания вечного двигателя первого рода, который производил бы работу без внешнего источника энергии, и вечного двигателя второго рода, совершающего работу с рабочим телом, находящимся в тепловом равновесии.

В тех случаях, когда теплота подводится к термодинамической системе в течение определенного интервала термодинамического процесса, уравнения (1.39) и (1.42) следует проинтегрировать. Тогда

$$Q = \Delta U + 0{,}5m(w_2^2 - w_1^2) + gm(h_2 - h_1) + \\ + L_{ис} + L_{тех} \qquad (1.44)$$

и

$$Q = \Delta U + L \qquad (1.45)$$

или

$$\left.\begin{aligned} q &= \Delta u + 0{,}5(w_2^2 - w_1^2) + \\ &+ g(h_2 - h_1) + l_{ис} + l_{тех}; \\ q &= \Delta u + l. \end{aligned}\right\} \qquad (1.46)$$

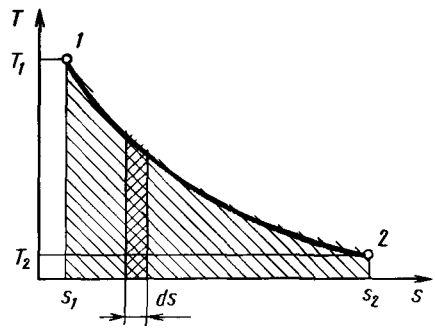


Рис. 1.6.
Термодинамический процесс в *sT*-координатах

Энтропия, энтальпия, теплоемкость

Энтропия. Работа, определяемая интегралом (1.38), совершается рабочим телом в термодинамической системе только тогда, когда изменяется объем. Давление при этом может оставаться постоянным или функционально зависеть от объема. Однако, если $p = 0$, то и $l = 0$ при любом изменении объема. Работа является одним из видов обмена энергией термодинамической системы с внешней средой.

Обмен энергией может происходить в виде передачи того или иного количества теплоты q. Значение q, как и l, можно подсчитать в виде интеграла, совпадающего по форме с интегралом (1.38). И действительно, давление определяет возможность совершения работы, а температура является очевидным признаком возможности передачи энергии в виде теплоты. Однако измеряя температуру (давление), не всегда можно определить количество переданной теплоты. Например, при подводе теплоты к кипящей воде ее температура не меняется до момента полного выкипания (область *II*, см. рис. 1.3).

Параметр, который изменяется только от количества переданной теплоты так же, как объем при совершении работы (при $dv > 0$ работа положительна, при $dv < 0$ – отрицательна), был предложен Р. Клаузиусом в 1852 г. и впоследствии назван энтропией S.

Энтропия не может быть измерена каким-либо образом, как, например, объем, и определяется только расчетным путем.

По аналогии с интегралом (1.38) количество теплоты

$$Q = \int_{S_1}^{S_2} T\,dS \qquad (1.47)$$

или

$$dQ = T\,dS. \qquad (1.48)$$

При $dS > 0$ теплота к термодинамической системе подводится; при $dS < 0$ – отводится. Удельное количество теплоты

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T\,ds \text{ и } dq = T\,ds, \qquad (1.49)$$

где s – удельная энтропия.

Для подсчета Q или q необходима функциональная зависимость $T = f(s)$ так же, как при определении количества работы нужна зависимость $p = f(v)$ (см. рис. 1.4).

Функциональные зависимости $T = f(s)$ и $p = f(v)$ определяют термодинамические процессы, поэтому в термодинамике широко используются не только vp-координаты, характеризующие совершаемую работу (см. рис. 1.4), но и sT-координаты, характеризующие теплообмен с внешней средой (рис. 1.6).

Площадь под процессом *12* соответствует интегралу (1.49) и характеризует количество подведенной теплоты, если s увеличивается ($ds > 0$), или количество отведенной теплоты, если s уменьшается ($ds < 0$).

Энтальпия. В термодинамических расчетах часто используют энтальпию

$$i = u + pv. \tag{1.50}$$

Поскольку внутренняя энергия u, давление p и удельный объем v определяются состоянием термодинамической системы, энтальпия i является функцией состояния. Внутренняя энергия идеального газа [см. уравнения (1.35) и (1.36)] и произведение pv в соответствии с уравнением состояния (1.4) зависят только от температуры, поэтому энтальпия

$$i = f(T). \tag{1.51}$$

Для оценки изменения энтальпии при изменении состояния термодинамической системы уравнение (1.50) следует продифференцировать: $di = du + p\,du + v\,dp$. Сопоставив его с выражениями (1.39) и (1.37), получим

$$di = dq + v\,dp \tag{1.52}$$

или с учетом (1.49)

$$di = T\,ds + v\,dp. \tag{1.53}$$

Уравнения (1.52) и (1.53) являются второй формой записи первого закона термодинамики.

Теплоемкость определяется в виде отношения

$$c = dq/dT, \tag{1.54}$$

откуда

$$dq = c\,dT \text{ или } q = \int_{T_1}^{T_2} c\,dT. \tag{1.55}$$

Теплоемкость зависит от характера термодинамического процесса, при котором подводится или отводится теплота, поэтому при экспериментальном определении ее значения обычно используют два термодинамических процесса, протекающих при постоянном объеме (теплоемкость c_V) и давлении (теплоемкость c_p). Значения теплоемкостей c_V и c_p для различных веществ сведены в таблицы.

Подведенная при постоянном объеме теплота, когда $dl = 0$, расходуется только на изменение внутренней энергии du (1.39). При постоянном давлении некоторое количество теплоты идет также на совершение работы, поэтому для изменения температуры рабочего тела на 1 К при $p = \text{const}$ требуется большее количество теплоты, чем при $v = \text{const}$, и, следовательно, $c_p > c_V$.

В зависимости от способа определения количества рабочего тела теплоемкости делят на удельные [c_p и c_V Дж/(кг·К)], объемные [c'_p и c'_V, Дж/(м^3·К)] и молярные [μc_p и μc_V, Дж/(моль·К)]. Все они связаны между собой соотношениями

$$c_p = \mu c_p/\mu;\ c_V = \mu c_V/\mu; \tag{1.56}$$

$$c'_p = \mu c_p/22{,}4;\ c'_V = \mu c_V/22{,}4; \tag{1.57}$$

$$c'_p = \rho c_p;\ c'_V = \rho c_V, \tag{1.58}$$

где μ – молярная масса рабочего тела; ρ – плотность.

Теплоемкости c_p и c_V идеального газа не зависят ни от объема, ни от давления, а являются однозначной функцией температуры.

Теплоемкости c_p и c_V различных веществ различны и зависят от температуры. Иногда в приближенных расчетах зависимостью от температуры пренебрегают и значения теплоемкостей принимают постоянными. Тогда в соответствии с выражениями (1.55)

$$Q_p = mc_p(T_2 - T_1) \text{ или } Q_V = mc_V(T_2 - T_1). \tag{1.59}$$

Теплоемкостью называется количество теплоты, которое необходимо подвести к телу, чтобы нагреть его на 1 градус (1 °С или 1К).

В большинстве случаев функцию $c = f(T)$ приходится учитывать и использовать для определения количества подведенной или отведенной теплоты, которая численно равна площади под характеристикой *12* процесса (рис. 1.7). Количество теплоты можно найти, если использовать средние значения теплоемкости $c_{ср}$ при $V = \text{const}$ или $p = \text{const}$, определяемые отношением

$$c_{ср}\Big|_{T_1}^{T_2} = q/(T_2 - T_1). \qquad (1.60)$$

В этом случае площадь *a12b* равна площади *a34b*. С помощью $c_{ср}$ можно рассчитать количество подведенной или отведенной теплоты по формуле, аналогичной (1.59).

Таблицы средних теплоемкостей при $p = \text{const}$ и $v = \text{const}$ обычно составляют в интервале температур 273 К – $T_г$. Если необходимо получить количество подведенной теплоты в интервале температур $T_1 - T_2$, то определяют

$$q_1 = c_{ср}\Big|_{273\text{ К}}^{T_1}(T_1 - 273);\quad q_2 = c_{ср}\Big|_{273\text{ К}}^{T_2}(T_2 - 273),$$

а затем

$$q = c_{ср}\Big|_{273\text{ К}}^{T_2}(T_2 - 273) - c_{ср}\Big|_{273\text{ К}}^{T_1}(T_1 - 273). \qquad (1.61)$$

Для многих теплотехнических расчетов зависимость $c = f(T)$ принимают линейной так, что

$$c = a + bt, \qquad (1.62)$$

где t – температура, °С. Если $t = 0$, то $c = a$ (a – теплоемкость при $t = 0$ °С); $b = dc/dt$ – угловой коэффициент наклона прямой (1.62).

В этом случае

$$q = \int_{t_1}^{t_2}(a + bt)\,dt = [a + 0{,}5b(t_2 + t_1)](t_2 - t_1),$$

где средняя теплоемкость в интервале температур $t_1 - t_2$

$$c_{ср}\Big|_{t_1}^{t_2} = a + 0{,}5b(t_2 + t_1). \qquad (1.63)$$

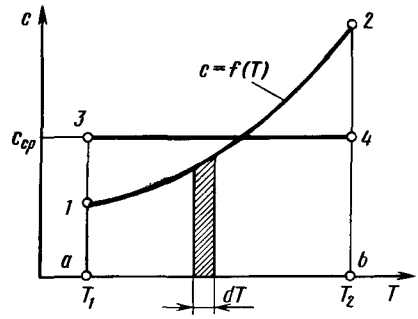


Рис. 1.7.
Зависимость теплоемкости от температуры

Если рабочим телом является смесь газов, то ее теплоемкость c_n зависит от состава смеси и

$$c_n = \sum_{k=1}^{k=n_г} g_k c_k \text{ или } c'_n = \sum_{k=1}^{k=n_г} r_k c'_k. \qquad (1.64)$$

Уравнение (1.39) с учетом (1.37) показывает, что при $v = \text{const}$ вся теплота расходуется на изменение внутренней энергии. Следовательно, с учетом (1.55) при $v = \text{const}$

$$dU = c_V\,dT. \qquad (1.65)$$

Сопоставим с выражением (1.36) и получим

$$c_V = \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_v. \qquad (1.66)$$

Внутренняя энергия зависит только от температуры, поэтому выражения (1.65) и (1.66) справедливы и для любого другого термодинамического процесса. В процессе при $p = \text{const}$ в соответствии с уравнением (1.39)

$$c_p\,dT = c_V\,dT + p\,dv.$$

Так как $p\,dv = R\,dT$, то уравнение Майера для идеального газа

$$c_p - c_V = R. \qquad (1.67)$$

Умножим уравнение (1.67) на молярную массу и с учетом соотношения (1.6) получим

$$\mu c_p - \mu c_V = 83{,}14 \text{ кДж/(кмоль·К)}. \quad (1.68)$$

Из уравнения (1.52) следует, что

$$dq = di - v\,dp. \quad (1.69)$$

Если $dp = 0$ при $p = \text{const}$, то

$$dq_p = c_p dT \text{ и } di = c_p dT. \quad (1.70)$$

Энтальпия зависит только от температуры, поэтому выражение (1.70) справедливо для любого другого термодинамического процесса. Полученное выше уравнение (1.67) удовлетворяется в том случае, если в качестве рабочего тела равновесного процесса принят идеальный газ. При рабочих процессах с реальными рабочими телами уравнение (1.39) с учетом выражения (1.49) может быть представлено в виде

$$T\,ds \geqslant du + p\,dv. \quad (1.71)$$

С учетом выражения (1.33)

$$T\,ds = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_V dT + \left[\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T + p\right]dv$$

или с учетом (1.66)

$$T\,ds = c_V dT + \left[\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T + p\right]dv.$$

Предположим, что процесс протекает при постоянном давлении, тогда $T\,ds = dq_p = c_p dT$ и

$$c_p - c_V = \left[\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T + p\right]\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p. \quad (1.72)$$

Выражение $\left[\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T + p\right]\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ характеризует количество теплоты, израсходованной на совершение работы $p\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ и на изменение внутренней энергии $\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ реального рабочего тела вследствие изменения объема.

Для идеального газа выполняется условие (1.35), поэтому в соответствии с уравнением (1.4)

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = R/p. \quad (1.73)$$

С учетом условий (1.35) и (1.73) в уравнении (1.72) получаем уравнение (1.67).

Термодинамические процессы идеальных газов и паров

При изучении равновесных и обратимых термодинамических процессов идеальных газов должны быть выявлены: во-первых, закономерность изменения основных параметров, характеризующих состояние рабочего тела; во-вторых, особенности реализации условий первого закона термодинамики.

В общем случае два любых параметра рабочего тела могут изменяться произвольно. Однако наибольший интерес представляют некоторые частные случаи. К числу частных термодинамических процессов относятся: изохорный ($dv = 0$); изобарный ($dp = 0$); изотермный ($dT = 0$); адиабатный ($dq = 0$) и политропный, который при определенных условиях может рассматриваться в качестве обобщенного по отношению ко всем перечисленным выше термодинамическим процессам.

Изохорный процесс (рис. 1.8, *а*) описывается уравнением состояния (1.4) в виде $R/v = p/T = \text{const}$. При изохорном процессе давление газа пропорционально температуре, а работа [см. уравнение (1.37)] не совершается ($dv = 0$). Из уравнения (1.39) первого закона термодинамики с учетом соотношения (1.49) следует, что

$$dq = T\,ds = du = c_V dT, \quad (1.74)$$

т. е. вся подведенная теплота расходует-

Изохорный процесс – процесс, происходящий в физической системе при постоянном объеме.

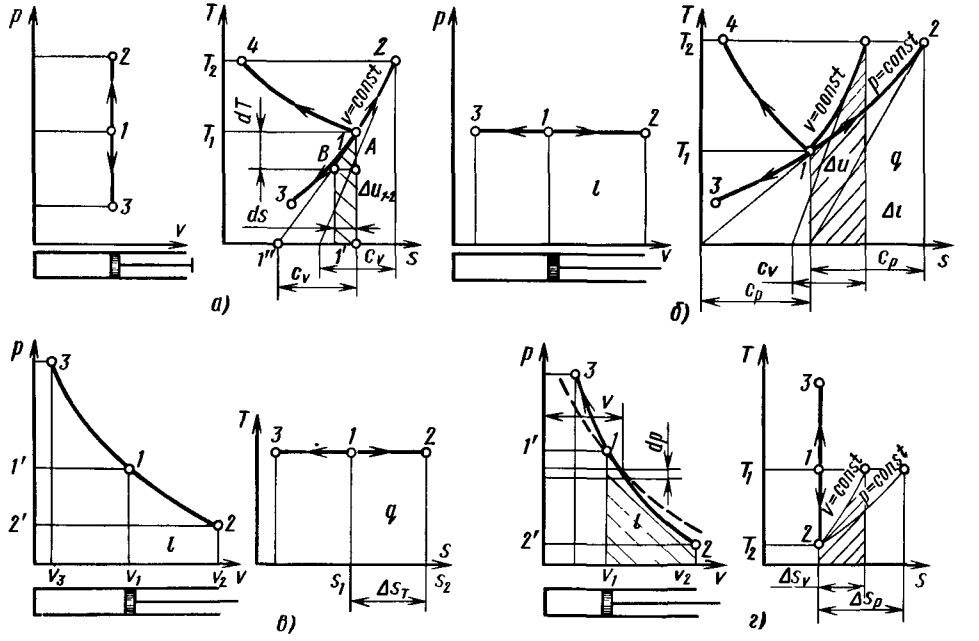


Рис. 1.8.
Диаграммы различных термодинамических процессов в *vp*- и *sT*-координатах:
а – изохорный; *б* – изобарный, *в* – изотермный, *г* – адиабатный

ся на изменение внутренней энергии рабочего тела. Если $c_V = \text{const}$, то

$$q = \Delta u = c_V(T_2 - T_1). \qquad (1.75)$$

Изменение энтропии в соответствии с (1.74)

$$\Delta s_v = s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_V dT/T \qquad (1.76)$$

или при $c_V = \text{const}$

$$\Delta s_v = c_V \ln(T_2/T_1). \qquad (1.77)$$

В *sT*-координатах (рис. 1.8, *а*) изохорный процесс характеризуется кривой *12* при $ds > 0$ и *13* при $ds < 0$, касательная к которой *11″* на оси абсцисс определяет теплоемкость c_V. Действительно, в соответствии с соотношением (1.74) $c_V/T = ds/dT$; $T = T_1 - Tr$; $dT = T_1 - T_A$, а $ds = s_A - s_B$. С учетом подобия треугольников *11′1″* и *1AB* теплоемкость c_V определяется касательной *11″* к кривой процесса.

Так как во всех термодинамических процессах идеальных газов, протекающих в одном и том же интервале температур, например, $T_2 - T_1$, внутренняя энергия изменяется также на одно и то же значение, площадь под изохорным процессом *12* в *sT*-координатах численно равна внутренней энергии любого другого термодинамического процесса, протекающего в том же интервале температур, например, процесса *14*. На малых участках процессов, когда разность $T_2 - T_1 = \Delta T$ мала, можно пренебречь криволинейностью зависимости и изменение внутренней энергии приближенно определить в виде соотношения

$$\Delta u = 0{,}5(T_1 + T_2)\Delta s_v. \qquad (1.78)$$

В процессах *12* и *14* $\Delta T > 0$ и $\Delta u > 0$, в процессах *41* и *13* $\Delta T < 0$, поэтому $\Delta u < 0$. Если температура рабочего тела в процессе возрастает, то внутренняя энергия увеличивается; если

температура снижается, то внутренняя энергия уменьшается.

Изобарный процесс (рис. 1.8, *б*) описывается уравнением состояния (1.4) в виде $v/T = R/p = \text{const}$. Следовательно, объем пропорционален температуре.

Работа 1 кг газа при $p = \text{const}$ согласно уравнению (1.38)

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p\,dv = p(v_2 - v_1). \qquad (1.79)$$

В vp-координатах работа l численно равна площади под процессом *12*. Если $dv > 0$ ($v_2 > v_1$), то работа положительна. С учетом уравнения (1.4) выражение (1.79) приводится к виду

$$l = R(T_2 - T_1). \qquad (1.80)$$

Из соотношений (1.70) следует, что $dq = di$ при $p = \text{const}$ и

$$q = c_p(T_2 - T_1) = i_2 - i_1 \qquad (1.81)$$

при $c_p = \text{const}$.

Таким образом, теплота, подведенная к рабочему телу при изобарном процессе, приводит к увеличению его энтальпии. Вся теплота q, подведенная к рабочему телу при изобарном процессе, расходуется на изменение внутренней энергии (1.75) и совершение работы. Для определения долей этих величин все члены уравнения (1.39) следует разделить на dq; тогда

$$dl/dq = 1 - du/dq = 1 - c_V/c_p = 1 - 1/k,$$

откуда $du/dq = 1/k$.

Здесь

$$k = c_p/c_V. \qquad (1.82)$$

При изобарном процессе в соответствии с выражениями (1.49) и (1.70)

$$dq = T\,ds = di = c_p\,dT. \qquad (1.83)$$

Изменение энтропии при $c_p = \text{const}$

$$\Delta s_p = s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p\,dT/T = c_p \ln(T_2/T_1). \qquad (1.84)$$

Если $T_2 > T_1$, то $\Delta s_p > 0$. Следовательно, в sT-координатах изобарный процесс *12* протекает так, что с ростом T энтропия увеличивается. Если касательная изохорного процесса на оси абсцисс определяет c_V, то аналогично можно показать, что касательная изобарного процесса на оси абсцисс в sT-координатах определяет c_p.

Так как $c_p > c_V$ согласно (1.67), то изобара в sT-координатах положе изохоры. Из соотношения (1.83) следует, что площадь под изобарным процессом *12* в sT-координатах численно равна изменению энтальпии Δi. Если учесть, что изменение энтальпии определяется только изменением температуры, то в любых термодинамических процессах, протекающих в одном и том же интервале температур, изменение энтальпии одинаковое. Поэтому площадь под изобарным процессом в sT-координатах в интервале температур $T_2 - T_1$ численно равна изменению энтальпии в любом другом термодинамическом процессе, протекающем в этом же интервале температур, например, в пропессе *14*. На малых участках процессов, когда разность $T_2 - T_1 = \Delta T$ мала, можно пренебречь криволинейностью линии и изменение энтальпии приближенно определять из соотношения

$$\Delta i = 0{,}5(T_1 + T_2)\Delta s_p. \qquad (1.85)$$

В процессе *14* температура увеличивается, поэтому $\Delta i_{14} > 0$. Если температура рабочего тела в процессе уменьшается, то энтальпия $\Delta i_{41} < 0$.

Изотермный процесс (рис. 1.8, *в*) описывается уравнением состояния (1.4) в виде

Изобарный процесс – процесс, происходящий в физической системе при постоянном внешнем давлении.

Изотермный процесс – процесс, происходящий в физической системе при постоянной температуре.

$p_2/p_1 = v_1/v_2$, т. е. давление и объем рабочего тела обратно пропорциональны. Так как $dT = 0$, из выражений (1.65) и (1.70) следует, что внутренняя энергия и энтальпия при изотермном процессе не изменяются. Теплота, подведенная к рабочему телу, расходуется на совершение работы:

$$l = q = \int_{v_1}^{v_2} p\,dv = \int_{v_1}^{v_2} RT\,dv/v = RT\ln(v_2/v_1) \quad (1.86)$$

или

$$l = q = p_1v_1\ln(v_2/v_1) = p_1v_1\ln(p_1/p_2). \quad (1.87)$$

Согласно выражению (1.49)

$$q = T(s_2 - s_1) = \Delta s_T T.$$

Изменение энтропии

$$\Delta s_T = s_2 - s_1 = R\ln(v_2/v_1) = R\ln(p_1/p_2). \quad (1.88)$$

Теплоемкость изотермного процесса в соответствии с выражением (1.54) $c_T = \pm\infty$.

Адиабатный процесс (рис. 1.8, *г*) характеризуется тем, что работа [см. уравнение (1.39)] может совершаться только за счет внутренней энергии, т. е.

$$dl = -du. \quad (1.89)$$

Если в уравнение (1.39) подставить соотношения (1.37) и (1.65), то при $dq = 0$

$$c_V dT + p\,dv = 0$$

или с учетом (1.67) и (1.82)

$$R\,dT + (k-1)\,p\,dv = 0.$$

После дифференцирования уравнения (1.4) получим

$$p\,dv + v\,dp = R\,dT, \quad (1.90)$$

поэтому

$$v\,dp + kp\,dv = 0.$$

При $k = \text{const}$

$$pv^k = \text{const}. \quad (1.91)$$

Уравнение (1.91) является уравнением адиабаты *32* идеального газа в *vp*-координатах при $c_V = \text{const}$ и $c_p = \text{const}$. Тогда в соответствии с уравнением (1.4) при адиабатном процессе

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k; \quad (1.92)$$

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1}; \quad (1.93)$$

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k} \quad (1.94)$$

Работа, совершаемая рабочим телом при адиабатном процессе с учетом выражений (1.89) и (1.75),

$$l = c_V(T_1 - T_2) \quad (1.95)$$

или с учетом (1.67) и (1.82)

$$l = [R/(R-1)](T_1 - T_2). \quad (1.96)$$

Поэтому

$$l = (p_1v_1 - p_2v_2)/(k-1); \quad (1.97)$$

$$l = pv_1(1 - T_2/T_1)/(k-1); \quad (1.98)$$

$$l = p_1v_1[1 - (v_1/v_2)^{k-1}]/(k-1); \quad (1.99)$$

$$l = p_1v_1[1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}]/(k-1). \quad (1.100)$$

В *vp*-координатах работа l характеризуется площадью под процессом. В процессе *12* $\Delta v > 0$, поэтому $l > 0$; в процессе *13* $\Delta v < 0$, поэтому $l < 0$.

Согласно выражениям (1.49) и (1.54) при адиабатном процессе теплоемкость равна нулю, а энтропия – величина постоянная (рис. 1.8, *г*). В связи с этим адиабатный процесс часто называют изоэнтропным.

Для определения изменений внутренней энергии и энтальпии при адиабатном процессе, например, *12*, достаточно в *sT*-координатах из точки *2* в интервале температур $T_1 - T_2$ провести изохору и изобару и определить под ними площади [см. формулы (1.78) и (1.85)]. При снижении температуры рабочего тела в про-

Адиабатный процесс совершается в физической системе, не получающей теплоту извне и не отдающей ее, т. е. отсутствует теплообмен рабочего тела с внешней средой.

цессе значения внутренней энергии и энтальпии уменьшаются.

Политропный процесс характеризуется одной и той же долей количества подводимой теплоты, расходуемой на изменение внутренней энергии системы. Пусть c – теплоемкость политропного процесса; тогда, используя выражения (1.55), (1.65) и (1.37), получим уравнение первого закона термодинамики (1.39) в виде

$$(c - c_V)\,dT = p\,dv.$$

С учетом выражения (1.90) после ряда преобразований имеем

$$(c - c_p)\,p\,dv + (c - c_V)\,v\,dp = 0,$$

откуда уравнение политропы

$$pv^n = \text{const}. \qquad (1.101)$$

Здесь показатель политропы

$$n = (c - c_p)/(c - c_V). \qquad (1.102)$$

Согласно уравнению (1.101) политропным процессом является такой термодинамический процесс изменения параметров состояния рабочего тела, при котором в течение всего процесса показатель политропы, который может иметь любое численное значение от $-\infty$ до $+\infty$, остается постоянным. Политропный процесс является обобщающим по отношению к рассмотренным ранее процессам. Действительно, уравнение (1.101) становится уравнением изохоры ($v = \text{const}$), если принять $n = \pm\infty$; при $n = 0$ уравнение (1.101) описывает изобару ($p = \text{const}$); при $n = 1$ – изотерму и при $n = k$ – адиабату.

По аналогии с выражениями (1.92) – (1.94) для политропы справедливы соотношения

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^n; \qquad (1.103)$$

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{n-1}; \qquad (1.104)$$

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{\frac{n-1}{n}}. \qquad (1.105)$$

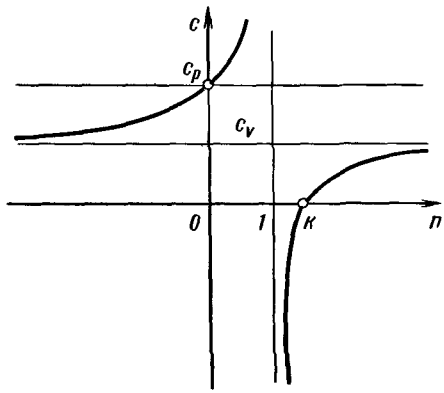


Рис. 1.9.
Зависимость теплоемкости c процесса от показателя n политропы

Работу политропного процесса можно определить по формулам (1.96) – (1.100) при $k = n$. По формуле (1.102) можно найти теплоемкость политропного процесса

$$c = c_V(n - k)/(n - 1). \qquad (1.106)$$

Таким образом, еще раз подтверждается, что теплоемкость идеального газа зависит от характера термодинамического процесса (рис. 1.9).

Если в vp- и sT-координатах (рис. 1.10) выбрать некоторую произвольную точку *1* и провести из нее все рассмотренные выше термодинамические процессы, то все поле построенной таким образом диаграммы делится на восемь областей *I* – *VIII*, характеризующихся определенными признаками. Так, все процессы слева от точки *1* на vp-диаграмме сопровождаются отрицательной работой. Все процессы справа от точки *1* на sT-диаграмме происходят с подводом теплоты, слева – с отводом теплоты (вверх от изотермы – с увеличением внутренней энергии и энтальпии; вниз – с уменьшением) и т. д. Области, отмеченные розовым цветом на vp-диаграмме, соответствуют процессам с подводом теплоты, а

Политропным процессом называется такой термодинамический процесс изменения состояния физической системы, при котором в течение всего процесса сохраняется постоянство теплоемкости.

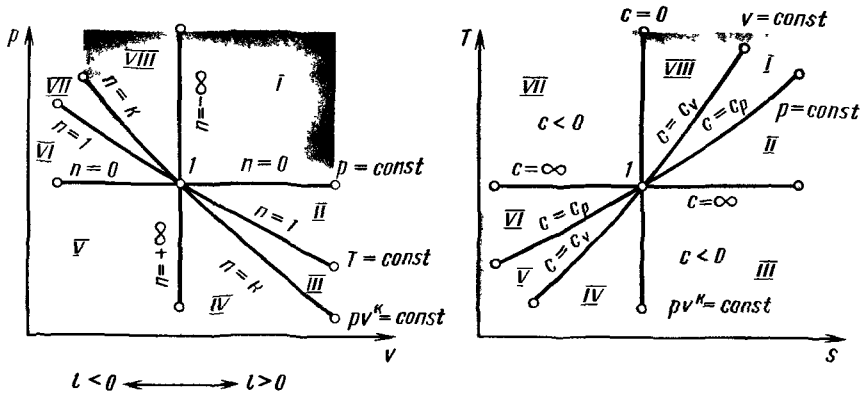


Рис. 1.10.
Совмещенные диаграммы различных термодинамических процессов в *tP*- и *sT*-координатах

на *sT*-диаграмме — процессам с положительной теплоемкостью и т. д.

Для определения изменения энтропии в политропном процессе достаточно уравнение (1.106) подставить в выражение (1.54), и с учетом (1.49)

$$ds = c_V \frac{n-k}{n-1}\frac{dT}{T}. \qquad (1.107)$$

После интегрирования

$$s_2 - s_1 = c_V \frac{n-k}{n-1}\ln\frac{T_2}{T_1}. \qquad (1.108)$$

С учетом выражений (1.104) и (1.105)

$$s_2 - s_1 = c_V(n-k)\ln(v_1/v_2); \qquad (1.109)$$

$$s_2 - s_1 = (c_V/n)(n-k)\ln(p_2/p_1). \qquad (1.110)$$

Изменения внутренней энергии и энтальпии в политропном процессе *12* (рис. 1.11) определяются в *sT*-координатах площадями соответственно под изохорным *2A* и изобарным *2B* процессами, происходящими в том же интервале температур $T_2 - T_1$.

На малых участках процессов, когда разность $T_2 - T_1 = \Delta T$ мала, можно пренебречь кривизной линии и для приближенного определения Δu и Δi воспользоваться формулами (1.78) и (1.85), а количество теплоты на прямолинейном участке *12*

$$q = 0{,}5(T_1 + T_2)\Delta s_{12}. \qquad (1.111)$$

Энтропия в процессе уменьшается, следовательно, теплота от рабочего тела отводится ($dq < 0$). По *sT*-диаграмме можно определить работу *l*. В соответствии с уравнением (1.46) $l = q - \Delta u$, поэтому приближенно, когда разность $T_2 - T_1 = \Delta T$ мала, можно принять зависимость линейной и

$$l = 0{,}5(T_1 + T_2)(\Delta s_{12} + \Delta s_v). \qquad (1.112)$$

В процессе 12 работа $l < 0$, так как объем уменьшается.

Иногда политропный процесс задается зависимостью $p = f(v)$, и возникает необходимость определения показателя политропы. С этой целью выбираем две точки процесса: $p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$, откуда

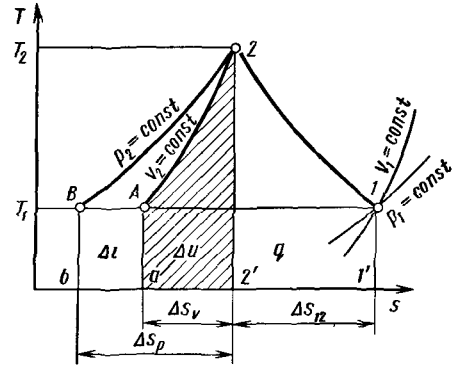


Рис. 1.11.
***sT*-диаграмма политропного процесса**

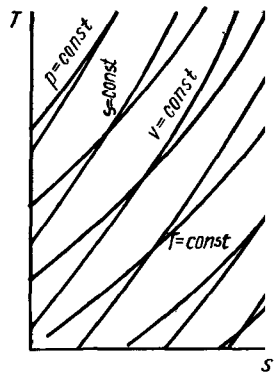


Рис. 1.12.
***sT*-диаграмма для графоаналитического определения параметров рабочего тела и других величин**

$$n = \lg(p_1/p_2)/\lg(v_2/v_1). \quad (1.113)$$

Можно воспользоваться зависимостью в sT-координатах (рис. 1.11). Уравнение (1.39) с помощью выражений (1.49) и (1.65) можно представить в виде

$$ds = c_V(dT/T) + (p/T)dv$$

или с учетом (1.4)

$$ds = c_V(dT/T) + R(dv/v).$$

После интегрирования

$$s_2 - s_1 = c_V \ln(T_2/T_1) + R\ln(v_2/v_1). \quad (1.114)$$

Уравнения (1.53) и (1.70) дают

$$ds = c_p(dT/T) - R(dp/p).$$

После интегрирования

$$s_2 - s_1 = c_p \ln(T_2/T_1) + R\ln(p_1/p_2). \quad (1.115)$$

Если в выражениях (1.114) и (1.115) принять $T_2 = T_1$, то получим формулы для определения изменения энтропии по линии $T = \text{const}$ между изохорами $v_1 = \text{const}$ и $v_2 = \text{const}$

$$\Delta s_T^{\Delta v} = R\ln(v_2/v_1) \quad (1.116)$$

и между изобарами $p_1 = \text{const}$ и $p_2 = \text{const}$

$$\Delta s_T^{\Delta p} = R\ln(p_1/p_2). \quad (1.117)$$

Формулами (1.116) и (1.117) можно воспользоваться для определения показателя политропы по уравнению (1.113). Действительно, $n = \Delta s_T^{\Delta p}/\Delta s_T^{\Delta v}$. Так как $\Delta s_T^{\Delta p} = \Delta s_{12} + \Delta s_p$, а $\Delta s_T^{\Delta v} = \Delta s_{12} + \Delta s_v$ (см. рис. 1.11),

$$n = (\Delta s_{12} + \Delta s_p)/(\Delta s_{12} + \Delta s_v). \quad (1.118)$$

Если знаки изменения давления $\Delta p = p_2 - p_1$ и объема $\Delta v = v_2 - v_1$ в процессе одинаковые (точки A и B находятся по разные стороны от линии процесса *12*), то знак показателя политропы отрицательный; если знаки Δp и Δv разные (точки A и B расположены по одну сторону от линии процесса *12*, как показано на рис. 1.11), то знак показателя политропы будет положительным.

Таким образом, sT-диаграммы дают возможность достаточно просто исследовать любой термодинамический процесс. На поле таких диаграмм (рис. 1.12) строятся изобары ($p = \text{const}$), изохоры ($v = \text{const}$), изотермы (горизонтали) и адиабаты (вертикали). В соответствии с выражениями (1.116) и (1.117) изобары и изохоры располагаются на диаграмме эквидистантно так, что по мере увеличения давления изобары смещаются влево, а при росте объема изохоры — вправо. Нанеся на поле исследуемый процесс, можно графоаналитическим путем быстро определить параметры рабочего тела в любой точке процесса, подсчитать изменения внутренней энергии, энтальпии, работу, теплообмен с внешней средой и т. д.

Второй закон термодинамики

Естественные процессы всегда направлены в сторону достижения системой равновесного состояния (механического, термического или любого другого). Это явление отражено вторым законом термодинамики, имеющим большое значение и для анализа работы теплоэнергетических машин. В соответствии с этим законом, например, теплота самопроизвольно может переходить только от тела с большей температурой к телу с меньшей температурой. Для осуществления обратного процесса должна быть

затрачена определенная работа. В связи с этим второй закон термодинамики можно сформулировать следующим образом: невозможен процесс, при котором теплота переходила бы самопроизвольно от тел более холодных к телам более теплым (постулат Клаузиуса).

Второй закон термодинамики определяет также условия, при которых теплота может как угодно долго преобразовываться в работу. В любом разомкнутом термодинамическом процессе при увеличении объема совершается положительная работа [см. уравнения (1.37), (1.38)], но процесс расширения не может продолжаться бесконечно, и, следовательно, возможность преобразования теплоты в работу ограничена.

Непрерывное преобразование теплоты в работу осуществляется только в круговом процессе или цикле (см. рис. 1.4).

Каждый элементарный процесс, входящий в цикл, осуществляется при подводе ($ds > 0$) или отводе ($ds < 0$) теплоты dQ, сопровождается совершением (при $dv > 0$) или затратой (при $dv < 0$) работы dL, увеличением (при $dT > 0$) или уменьшением (при $dT < 0$) внутренней энергии, но всегда при выполнении условия (1.39). Интегрирование условия (1.39) по замкнутому контуру дает $\oint dQ = Q_{\text{ц}}$, $\oint dL = L_{\text{ц}}$, так как $\oint du = 0$. Здесь $Q_{\text{ц}}$ и $L_{\text{ц}}$ – соответственно теплота, превращенная в цикле в работу, и работа, совершенная рабочим телом, представляющая собой разность $|L_1| - |L_2|$ положительных и отрицательных работ элементарных процессов цикла. На рис. 1.4 работа L_1 характеризуется площадью под процессом *1D2*, а L_2 – площадью под процессом *2C1*. Следовательно, $L_{\text{ц}}$ определяется площадью, занимаемой циклом.

Элементарное количество теплоты можно рассматривать как подводимое ($dQ > 0$) и отводимое ($dQ < 0$) от рабочего тела. Сумма подведенной теплоты в цикле $|Q_1|$, а сумма отведенной теплоты $|Q_2|$. Следовательно,

$$L_{\text{ц}} = Q_{\text{ц}} = |Q_1| - |Q_2|. \qquad (1.119)$$

Подвод количества теплоты Q_1 к рабочему телу возможен при наличии внешнего источника с температурой выше температуры рабочего тела. Такой источник теплоты далее называется горячим. Отвод количества теплоты Q_2 от рабочего тела также возможен при наличии внешнего источника теплоты, но с температурой более низкой, чем температура рабочего тела. Такой источник теплоты далее называется холодным (см. рис. 1.4). Таким образом, для совершения цикла *1D2C1* необходимо иметь два источника теплоты: один с высокой температурой T_1, другой – с низкой T_2. При этом не все затраченное количество теплоты Q_1 может быть превращено в работу, так как количество теплоты Q_2 передается холодному источнику.

Условия работы теплового двигателя сводятся к следующим: необходимость двух источников теплоты (горячего и холодного); циклическая работа двигателя; передача части количества теплоты, полученной от горячего источника, холодному без превращения ее в работу. В связи с этим второму закону термодинамики можно дать еще несколько формулировок:

передача теплоты от холодного источника теплоты к горячему невозможна без затраты работы;

невозможно построить периодически действующую машину, совершающую механическую работу и соответственно охлаждающую тепловой резервуар (постулат Томсона);

природа стремится к переходу от менее вероятных состояний к более вероятным (Больцман).

Термический КПД. Результирующая работа цикла, согласно уравнению (1.119), определяется разностью работ расширения l_1 и сжатия l_2 так, что $l_1 > l_2$ и $l_{\text{ц}} > 0$. Экономичность работы двигателя тем выше, чем больше работа $l_{\text{ц}}$, полученная при заданном подводе теплоты q_1.

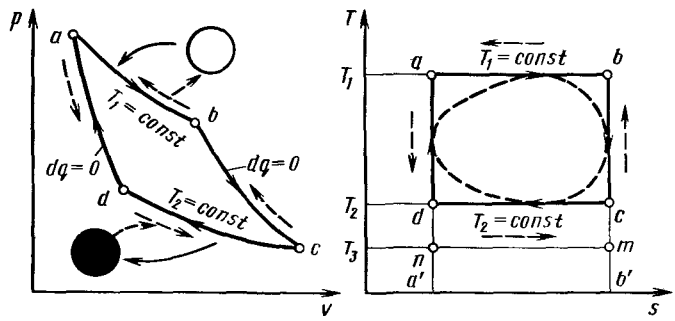


Рис. 1.13.
Цикл Карно в *vp*- и *sT*-координатах

Термический КПД цикла

$$\eta_t = q_ц/|q_1| = l_ц/|q_1| = (|q_1| - |q_2|)/|q_1| \quad (1.120)$$

или

$$\eta_t = 1 - |q_2|/|q_1|. \quad (1.121)$$

Цикл, показанный на рис. 1.4, является прямым циклом – циклом двигателя, совершающим положительную работу $l_ц (l_1 > l_2)$. Однако существуют и обратные циклы, совершаемые с затратой внешней работы. Так, циклу на рис. 1.4 соответствует обратный цикл *1C2D1*, направленность процессов которого дана штриховыми линиями со стрелками. В обратном цикле за счет затраты внешней работы $|q_2| - |q_1| = -l_ц$ теплота передается от холодного источника к горячему. По таким обратным циклам работают холодильные машины. Для оценки экономичности их работы используется холодильный коэффициент

$$\varepsilon_x = q_2/l_ц = q_2/(q_2 - q_1). \quad (1.122)$$

Изучение идеальных круговых процессов имеет существенное значение для анализа работы теплоэнергетических машин.

Цикл Карно, предложенный в 1824 г. французским физиком С. Карно, состоит из термодинамических процессов, обеспечивающих наиболее полное превращение теплоты в работу (рис. 1.13). Два процесса *ab* и *cd* протекают при постоянных температурах (изотермные) соответственно $T_1 = \text{const}$ и $T_2 = \text{const}$, причем $T_1 > T_2$. Процессы *bc* и *da* – адиабатные, осуществляемые без теплообмена с внешней средой так, что $dq = 0$. В соответствии с уравнением (1.46) первого закона термодинамики

$$q_{ab} = \Delta u_{ab} + l_{ab};\ 0 = \Delta u_{bc} + l_{bc};$$

$$q_{cd} = \Delta u_{cd} + l_{cd};\ 0 = \Delta u_{da} + l_{da}.$$

Внутренняя энергия при постоянной температуре не меняется ($\Delta u_{ab} = 0$; $\Delta u_{cd} = 0$), а изменение внутренней энергии в адиабатных процессах *bc* и *da*, протекающих в одном и том же интервале температур, одно и то же ($\Delta u_{bc} = \Delta u_{da}$), поэтому работа цикла

$$l_ц = l_{ab} + l_{bc} - |l_{cd}| - |l_{da}| = q_{ab} - |q_{cd}|$$

и термический КПД

$$\eta_t = 1 - |q_{cd}|/|q_{ab}|. \quad (1.123)$$

Согласно *sT*-диаграмме

$q_{cd} = T_2 (s_c - s_d)$ и $q_{ab} = T_1 (s_b - s_a)$.

Термический КПД – отношение полезно использованной в цикле теплоты $q_ц$ (или полученной работы $l_ц$) ко всему количеству теплоты, затраченной на цикл q_1.

Цикл Карно – обратимый круговой процесс, в котором совершается наиболее полное превращение теплоты в работу (или работы в теплоту).

Так как $s_c - s_d = s_b - s_a$,

$$\eta_t = 1 - T_2/T_1. \quad (1.124)$$

Таким образом, КПД цикла Карно определяется отношением температур горячего и холодного источников теплоты. Его значение возрастает при увеличении T_1 или уменьшении T_2. В случае отсутствия перепада температур источников теплоты ($T_2 = T_1$) термический КПД $\eta_t = 0$.

Цикл Карно состоит из обратимых процессов и поэтому является обратимым (штриховые линии со стрелками). Обратный цикл Карно характеризуется затрачиваемой извне работой $|q_2| - |q_1| = -l_ц$; при этом теплота от холодного источника передается горячему. Это цикл холодильной машины, ее холодильный коэффициент по уравнению (1.122)

$$\varepsilon_x = 1/(T_1/T_2 - 1) = T_2/(T_1 - T_2). \quad (1.125)$$

Цикл Карно имеет максимально возможный термический КПД η_t в заданном интервале температур $T_1 - T_2$. Действительно, любой другой цикл в этом же интервале температур и энтропий (штриховая линия) приведет к уменьшению площади цикла и, следовательно, к уменьшению теплоты $q_ц$, преобразованной в цикле в работу, и меньшему значению термического КПД.

Термический КПД и холодильный коэффициент цикла Карно не зависят от физических свойств рабочего тела (теорема Карно), о чем свидетельствуют формулы (1.124) и (1.125), которые не содержат величин, характеризующих свойства рабочего тела.

Термодинамическая температурная шкала. Температуру невозможно измерить непосредственно, ее значение определяют по температурному изменению какого-либо удобного для измерений физического свойства вещества, например, термического свойства теплового расширения (ртути, спирта и др.) Однако принятие линейной зависимости изменения объема этих веществ от температуры приводит к определенным искажениям показателей температуры, обусловленным влиянием на эти показания конкретных (и различных) свойств использованных в термометрах веществ.

Термодинамическая температурная шкала не зависит от свойств рабочего тела. Из сопоставления выражений (1.121) и (1.124) следует, что

$$|q_2|/|q_1| = T_2/T_1$$

и

$$|q_1|/|q_2| = f(t_1; t_2),$$

где t_1 и t_2 – температуры, полученные по какой-либо эмпирической температурной шкале. Следует отметить, что количество теплоты $q_ц = |q_1| - |q_2|$, преобразованной в цикле в работу, не зависит от способа измерения этих температур.

Для трех циклов Карно (рис. 1.13) *abcd*, *dcmn* и *abmn* имеем соответственно $|q_1|/|q_2| = f(t_1; t_2)$, $|q_2|/|q_3| = f(t_2; t_3)$ и $|q_1|/|q_3| = f(t_1; t_3)$. После почленного умножения двух первых выражений и сопоставления произведения с третьим равенством получаем $f(t_1; t_2) f(t_2; t_3) = f(t_1; t_3)$. Так как в правую часть t_2 не входит, $f(t_1; t_2) = \psi(t_1)/\psi(t_2)$ и $f(t_2; t_3) = \psi(t_2)/\psi(t_3)$. Таким образом,

$$|q_1|/|q_2| = f(t_1; t_2) = \psi(t_1)/\psi(t_2). \quad (1.126)$$

Здесь $|q_1| > |q_2|$, поэтому $f(t_1; t_2) > 1$, а функция $\psi(t)$ положительна и возрастает с увеличением температуры.

Пусть температуры холодного t_0 и горячего t источников теплоты, тогда в соответствии с выражением (1.126) $\psi(t) = \psi(t_0) f(t; t_0)$.

Положительную величину $\psi(t_0)$ обозначим через T_0, тогда $\psi(t) =$

Термодинамическая температурная шкала основана на втором начале термодинамики и определяется с помощью цикла Карно.

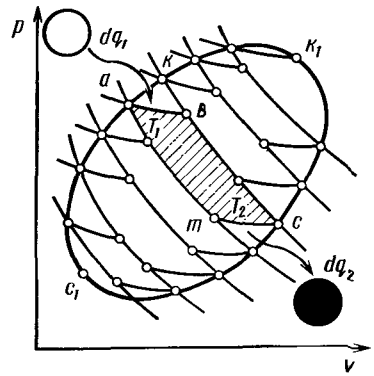


Рис. 1.14.
***pv*-диаграмма цикла**

$= T_0 f(t_t; t_0)$. *Если величина* T_0 *выбрана* так, что значение ее не зависит от способа измерения температуры и типа использованного термометра, то и функция $\psi(t)$ не зависит от термометрической шкалы, поэтому температура $\psi(t) = T$.

Для выбора значения T_0 можно воспользоваться, например, точками таяния льда и кипения воды, температуры которых, измеренные каким-либо способом, составляют t_0 и t_b, а соответствующие им термодинамические температуры T_0 и T_b. Так как $\psi(t_0) = T_0$, $\psi(t_b) = T_b = T_0 f(t_b; t_0)$. Интервал температур от T_0 до T_b, не зависящий от термометрической шкалы, разобьем на равные деления, число которых пусть равно числу делений шкалы Цельсия, т. е. 100. Тогда $T_0 f(t_b; t_0) - T_0 = 100\,°C$, откуда $T_0 = 100/[f(t_b; t_0) - 1]$, или с учетом (1.126)

$$T_0 = 100/[|q_{100}|/|q_0| - 1], \qquad (1.127)$$

где $q_{100} = q_1$ — количество теплоты, полученное 1 кг рабочего тела в обратимом цикле Карно от горячего источника с температурой $T_1 = T_{100}$ (точка кипения воды при атмосферном давлении); $|q_0| = |q_2|$ — абсолютное количество теплоты, отданное 1 кг рабочего тела в том же цикле холодному источнику теплоты при температуре T_0 таяния льда.

Экспериментально установлено, что $|q_{100}|/|q_0| = 1{,}366$, отсюда $T_0 = 273{,}15$ К. По мере снижения температуры T_0 КПД цикла Карно [см. уравнение (1.124)] увеличивается, и $\eta_t = 1$ при $T_2 = T_0 = 0$ К ($t = -273{,}15\,°C$). Дальнейшее уменьшение температуры дает $\eta_t > 1$, что противоречит второму закону термодинамики. Поэтому температура $T = 0$ К или $t = -273{,}15\,°C$ является наиболее низкой возможной температурой, принимаемой за начало отсчета абсолютной температурной шкалы.

Изменение энтропии в необратимых процессах. Из соотношений (1.121) и (1.124) следует, что для обратимого цикла Карно

$$|q_1|/T_1 - |q_2|/T_2 = 0. \qquad (1.128)$$

Если учесть в этом соотношении в явной форме, что $q_1 > 0$ (теплота подводится к рабочему телу) и $q_2 < 0$ (теплота отводится от рабочего тела), то выражение (1.128) примет вид

$$q_1/T_1 + q_2/T_2 = 0. \qquad (1.129)$$

Полученное соотношение можно применить к элементарному циклу Карно *abcm* (рис. 1.14), полученному пересечением произвольного обратимого цикла бесконечно близко отстоящими друг от друга адиабатами. Так как точки *a* и *b*, *c* и *m* расположены бесконечно близко друг от друга, можно принять температуру рабочего тела $T = T_1$ в точках *a* и *b* и $T = T_2$ в точках *c* и *m*. При этих условиях процессы *ab* и *cm* являются изотермами, а цикл *abcm* — элементарный цикл Карно, в котором

$$dq_1/T_1 + dq_2/T_2 = 0. \qquad (1.130)$$

Обратимый цикл можно составить из большого числа элементарных циклов Карно; последовательная совокупность элементарных изотерм этих циклов составит контур произвольного обратимого цикла. Для каждого элементарного цикла Карно можно получить соотношения (1.130); интегрирование соотношений для всего обратимого цикла дает

$$\int dq_1/T_1 + \int dq_2/T_2 = 0,$$

где $dq_1 > 0$, а $dq_2 < 0$.

Адиабаты проходят в прямом и обратном направлениях и поэтому на состояние рабочего тела влияния не оказывают. В связи с этим интегрирование производится только по контуру произвольного цикла, и если этот цикл состоит из обратимых процессов, то

$$\oint dq/T = 0 \qquad (1.131)$$

или с учетом выражения (1.49)

$$\oint ds = 0. \qquad (1.132)$$

Следовательно, в результате совершения произвольного обратимого цикла энтропия рабочего тела не меняется.

В цикле с необратимыми процессами при прочих равных условиях работа, совершаемая необратимым процессом, меньше, чем обратимым, и $\eta_{tн} < \eta_{tо}$. Поэтому при наличии в цикле необратимых процессов

$$dq_1/T_1 + dq_2/T_2 < 0$$

или после интегрирования по контуру

$$\oint dq/T < 0. \qquad (1.133)$$

Пусть, например, в произвольном цикле на рис. 1.14 необратимым является процесс ak_1, а обратимым k_1cc_1a. Тогда интеграл (1.133) можно представить в виде суммы

$$\int_{ak_1} dq/T + \int_{k_1cc_1a} dq/T < 0.$$

Для обратимого процесса цикла $\int_{k_1cc_1a} dq/T = s_2 - s_1$, поэтому для необратимого процесса цикла $\int_{ak_1} dq/T + s_1 - s_2 < 0$ или

$$s_2 - s_1 > \int_{ak_1} dq/T;\ ds_н > dq/T, \qquad (1.134)$$

где $ds_н$ – элементарное изменение энтропии необратимого процесса.

Если бы процесс ak_1 был обратимым, то изменение энтропии было таким же, как и в процессе k_1cc_1a (точки k_1 и a у них общие).

Таким бразом, необратимость процесса ak_1 приводит к возрастанию энтропии.

В свое время вывод о возрастании энтропии в изолированной системе привел Р. Клаузиуса к выводу о неизбежности «тепловой смерти» Вселенной, которая должна наступить, когда все виды энергии во Вселенной перейдут в энергию теплового движения, равномерно распределенную по всему веществу Вселенной. После этого в ней прекратятся все макроскопические процессы.

Это утверждение Р. Клаузиуса убедительно опровергается современной космологией. Если учесть тяготение как неотъемлемое свойство Вселенной, то оказывается, что изотермное распределение энергии во Вселенной не является наиболее вероятным. Вселенная резко нестационарна, непрерывно расширяется, и почти однородное в начале расширения вещество под действием сил тяготения с течением времени распадается, образуя галактики, звезды, планеты. Эти процессы полностью соответствуют законам термодинамики (в результате их протекания энтропия возрастает) и осуществляются постоянно, так как являются свойством Вселенной. Поэтому максимум энтропии, к которому стремится Вселенная, оказывается недостижимым, и «тепловая смерть» Вселенной невозможна.

В цикле с необратимыми процессами энтропия изолированной системы увеличивается.

Эксергия

Эксергию определяют с помощью уравнения (1.52) в виде

$$dq = di - v\,dp. \qquad (1.135)$$

Произведение $v\,dp$ в vp-координатах (см. рис. 1.11, *а*) представляет собой элементарную площадку слева от процесса и, следовательно, имеет единицу измерения работы. Элементарная работа $dL_0 = -V\,dp$ или

$$dl_0 = -v\,dp \qquad (1.136)$$

– это располагаемая работа, в отличие от работы расширения (1.38). С учетом (1.136) уравнение (1.135) представим в виде

$$dq = di + dl_0, \qquad (1.137)$$

или после интегрирования в пределах некоторого термодинамического процесса *12* (vp-диаграмма, рис. 1.8, *г*)

$$\int_1^2 dq = i_2 - i_1 + \int_1^2 l_0, \qquad (1.138)$$

причем $\int_1^2 l_0$ определяется площадью $1'122'$.

Если процесс *12* обратимый, то

$$\int_1^2 dq/T = s_2 - s_1.$$

Если процесс *12* необратимый, то в соответствии с неравенством (1.134)

$$\int_1^2 dq/T < s_2 - s_1.$$

Обозначим через $\Delta s_н$ увеличение энтропии вследствие необратимости процесса, тогда

$$\int_1^2 dq/T + s_1 - s_2 + \Delta s_н = 0. \qquad (1.139)$$

Умножим все члены уравнения (1.139)

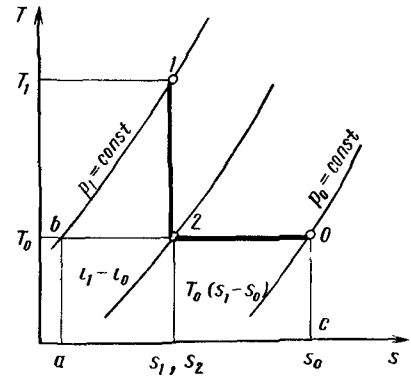


Рис. 1.15.
***sT*-диаграмма для определения эксергии**

на температуру T_0 внешней среды

$$\int_1^2 (T_0/T)\,dq + (s_1 - s_2)\,T_0 + \Delta s_н T_0 = 0$$

и вычтем полученное таким образом уравнение из левой части уравнения (1.138):

$$\int_1^2 (T - T_0)\,dq/T = i_2 - i_1 - T_0(s_2 - s_1) + T_0\,\Delta s_н + \int_1^2 l_0. \qquad (1.140)$$

Как было показано, работа оказывается максимальной, если процессы в системе обратимые ($\Delta s_н = 0$) и продолжаются до достижения состояния равновесия с внешней средой с параметрами p_0 и T_0. Такой процесс можно представить последовательной совокупностью двух обратимых процессов: адиабатного *12* с уменьшением температуры от T_1 до $T_2 = T_0$ и изотермного *20* (рис. 1.15), протекающего при $T = T_0 = \text{const}$ до давления $p = p_0$. При таком подборе процессов левая часть уравнения (1.140) оказывается равной нулю ($dq = 0$ и $T = T_0$). Максимальная располагаемая работа

Эксергия или техническая работоспособность – максимальная работа, совершаемая рабочим телом, если в качестве холодного источника теплоты принимается внешняя среда с температурой T_0.

$$l_{1o_o}^{2} = i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0), \qquad (1.141)$$

где i_0 и s_0 – соответственно энтальпия и энтропия рабочего тела в момент достижения равновесия с внешней средой.

Таким образом, получена эксергия ex_1 1 кг рабочего тела с параметрами p_1, v_1, T_1, соответствующими точке *1* (рис. 1.15). При $l_{1o_o}^{2} = ex_1$ уравнение (1.141) имеет вид

$$ex_1 = i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0). \qquad (1.142)$$

В sT-координатах эксергия численно равна площади *ab120c*. С учетом выражения (1.142) уравнению (1.140) можно придать вид

$$\int_1^2 (T - T_0)\,dq/T = ex_2 - ex_1 + T_0\Delta s_н + l_{1o}^{2}. \qquad (1.143)$$

Располагаемая работа необратимого процесса

$$l_{1o_н}^{2} = ex_1 - ex_2 + \int_1^2 (T - T_0)\,dq/T - T_0\Delta s_н \qquad (1.144)$$

и обратимого (при $\Delta s_н = 0$)

$$l_{1o_o}^{2} = ex_1 - ex_2 + \int_1^2 (T - T_0)\,dq/T. \qquad (1.145)$$

При адиабатном процессе ($dq = 0$) или изотермном ($T = T_0$)

$$l_{1o_o}^{2} = ex_1 - ex_2. \qquad (1.146)$$

Эксергетический КПД

$$\eta_э = l_{1o}^{2}/l_{1o_o}^{2} = ex_п/ex_р = 1 - \sum ex_{пот}/ex_р, \qquad (1.147)$$

где $ex_п$ – полезно использованная эксергия; $ex_р$ – располагаемая эксергия; $ex_{пот}$ – потеря эксергии.

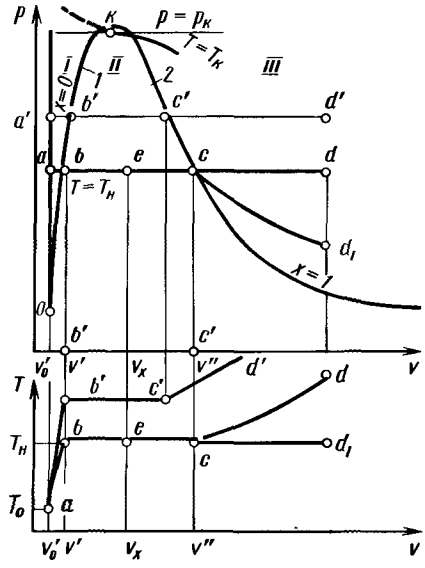


Рис. 1.16.
Диаграммы процесса парообразования

Согласно выражениям (1.144) и (1.145), $\eta_э = 1$ только при обратимых процессах.

1.3. Термодинамические процессы реальных газов и паров

Парообразование при постоянном давлении

Переход какого-либо вещества из одной фазы в другую происходит при определенных параметрах. Поскольку закономерности этого процесса у различных веществ одинаковые, для изучения в качестве объекта лучше взять наиболее распространенное в природе вещество – воду, широко применяемую в теплотехнике в качестве рабочего тела.

Парообразование рассмотрим на примере воды при $p = \text{const}$ (рис. 1.16). Пусть точка a соответствует состоянию воды при $T_0 = 273$ К, давлении p и удельном объеме v'_0. В результате изобарного процесса ab подвода теплоты темпера-

Парообразование – процесс перехода вещества из конденсированной фазы (жидкой или твердой) в газовую.

тура воды повышается ($T_н > T_0$), а удельный объем увеличивается ($v' > v'_0$). При температуре, соответствующей выбранному давлению, в точке b вода закипает.

Кипение воды сопровождается бурным парообразованием по всему объему жидкости. Вследствие подвода теплоты к кипящей воде часть ее испаряется, но температура жидкости и образовавшегося пара $T_н = \text{const}$. Следовательно, изобара и изотерма процесса кипения реального вещества совпадают. Эту особенность реального вещества нельзя изменить, например, увеличением интенсивности подвода теплоты.

Полное выкипание воды при $T_н = \text{const}$ произойдет в точке c при удельном объеме v''. Таким образом, в интервале удельных объемов $v'' - v'$ (bc) сохраняется смесь воды и пара, называемого влажным насыщенным. Жидкость и пар находятся в равновесии так, что непрерывно одна часть молекул переходит из жидкости в пар (испарение), другая – из пара в жидкость (конденсация). В состоянии, характеризуемом точкой b, все количество вещества является жидкостью при $T = T_н$ – температуре насыщения (кипения, конденсации), в точке c все количество вещества выкипело и перешло в пар. Такой пар называется сухим насыщенным.

Удельный объем влажного пара (точка e), представляющего собой смесь жидкости и сухого насыщенного пара,

$$v_x = xv'' + (1 - x)v',$$

где $x = m''/(m'' + m')$ – степень сухости влажного пара; $1 - x = m'/(m'' + m')$ – степень влажности влажного пара; m'' – масса сухого насыщенного пара; m' – масса жидкости.

Отсюда можно определить степень сухости влажного насыщенного пара

$$x = (v_x - v')/(v'' - v'). \qquad (1.148)$$

По рис. 1.16 $v_x - v' = be$ и $v'' - v' = bc$, тогда $x = be/bc$ и $(1 - x) = ec/bc$. Степень сухости пара изменяется от $x = 0$ (кривая *1*) до $x = 1$ (кривая *2*).

Если к сухому насыщенному пару, характеризующемуся точкой c (состояние очень неустойчивое), продолжать подводить теплоту (процесс cd), то его температура возрастет ($T_d > T_н$), а удельный объем увеличится ($v_d > v''$). Пар в точке d получается перегретым. Чем выше температура перегретого пара, тем ближе его свойства к свойствам идеального газа вследствие снижения влияния сил межмолекулярного сцепления и относительного уменьшения совокупного объема молекул по сравнению с объемом, занимаемым перегретым паром ($v_d > v''$).

При большем давлении описанный процесс парообразования может быть представлен зависимостью $ab'c'd'$. Построив такие зависимости процессов парообразования при нескольких значениях давления и соединив соответствующие точки b и c между собой, можно получить границы: *1* – нижняя пограничная кривая между кипящей жидкостью и влажным насыщенным паром, характеризуемая нулевой степенью сухости ($x = 0$); *2* – верхняя пограничная кривая, соответствующая параметрам сухого насыщенного пара ($x = 1$). Это граница между влажным и перегретым паром.

При определенном давлении $p = p_к$, называемом критическим, границы *2* и *3* сливаются в точке $к$ (критическая точка) с параметрами $p_к = 22{,}129$ МПа; $v_к = 0{,}00326$ м^3/кг; $T_к = 647{,}3$ К.

Параметры рабочего тела при различных фазовых состояниях

Теплота жидкости dq' расходуется на увеличение ее внутренней энергии du' и совершение внешней работы $dl = pdv'$. Однако при нагреве жидкости ее удель-

Теплота жидкости – количество теплоты, необходимое для подогрева 1 кг воды от температуры $T_0 = 273$ К до температуры $T_н$ насыщения.

ный объем изменяется незначительно ($v' - v'_0 \approx 0$), поэтому работа $l = p(v' - v'_0)$ мала по сравнению с другими членами уравнения, описывающего первый закон термодинамики. В связи с этим количество теплоты, подведенной к жидкости, практически не зависит от характера нагрева. Так как $dq' = c'dT$, значение теплоемкости c' жидкости практически также не зависит от характера нагрева. В соответствии с первым законом термодинамики при $dv' \approx 0$

$$q' = u' - u'_0.$$

Если принять при $T = T_0$ внутреннюю энергию воды $u'_0 = 0$, то $q' = u'$. При температуре $T = T_0$ энтальпия жидкости $i'_0 = u'_0 + pv'_0 \approx 0$ вследствие малости слагаемого pv'_0 и ранее принятого условия $u'_0 = 0$. Однако это допущение с достаточной степенью точности справедливо лишь при низких давлениях. По мере роста давления энтальпия i'_0 увеличивается (энтальпия $i'_0 = 39{,}7$ кДж/кг при $p = 40$ МПа и $i'_0 = 95$ кДж/кг при $p = 100$ МПа).

Энтальпия жидкости $i' = u' + pv'$. При температуре насыщения в соответствии с уравнением первого закона термодинамики

$$i' = q' - p(v' - v'_0) + pv' = q' + pv'_0.$$

Так как при малых давлениях член pv'_0 относительно мал, с достаточной степенью точности можно принимать $i' \approx q'$. Однако при больших давлениях такое допущение может привести к заметной неточности. Действительно, уже при $p = 20$ МПа $i' - q' = 19{,}6$ кДж/кг, что составляет более 1% величины q'.

При определении энтропии s' жидкости условно принимается, что $s'_0 = 0$ при $T_0 = 273{,}15$ К (начало отсчета). В связи с этим для кипящей жидкости

$$s' = \int_{T_0}^{T_н} dq/T = \int_{T_0}^{T_н} c'\,dT/T.$$

Если принять, что в пределах интегрирования $c' = \text{const}$, то

$$s' = c' \ln (T_н/T_0).$$

Теплота парообразования

$$r = u'' - u' + p(v'' - v'). \qquad (1.149)$$

Таким образом, теплота парообразования расходуется на изменение внутренней энергии Р, связанное с преодолением сил межмолекулярного сцепления в жидкости (работа дисгрегации), т. е. на превращение жидкости в пар:

$$\text{Р} = u'' - u'. \qquad (1.150)$$

Оставшаяся часть Ψ теплоты r парообразования вызывает изменение удельного объема и, следовательно, совершение внешней работы

$$\Psi = p(v'' - v'). \qquad (1.151)$$

Таким образом,

$$r = \text{Р} + \Psi, \qquad (1.152)$$

где Р и Ψ – соответственно внутренняя и внешняя теплота парообразования.

Если для превращения 1 кг кипящей жидкости в сухой насыщенный пар требуется количество теплоты r, то для испарения x кипящей жидкости (точка e, рис. 1.16) следует подвести количество теплоты xr. В связи с этим полная теплота влажного пара

$$\Lambda_x = q' + rx = i' + rx. \qquad (1.153)$$

Аналогично внутренняя энергия влажного пара

$$u_x = u' + \text{Р}x. \qquad (1.154)$$

Так как $u' = q' - p(v' - v'_0)$,

$$u_x = q' + \text{Р}x - p(v' - v'_0), \qquad (1.155)$$

Теплота парообразования – количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг жидкости, нагретой до температуры кипения, в сухой насыщенный пар при постоянном давлении (и постоянной температуре).

или приближенно при $v'_0 \approx v'$

$$u_x = q' + Px. \quad (1.156)$$

Энтальпия влажного пара

$$i_x = u_x + pv_x.$$

С учетом выражений (1.151) и (1.155)

$$i_x = \Lambda_x + pv'_0. \quad (1.157)$$

Как отмечалось, величина pv'_0 относительно мала, поэтому приближенно

$$i_x \approx \Lambda_x. \quad (1.158)$$

Процесс парообразования be (рис. 1.16) изотермный, происходящий с поглощением количества теплоты rx, поэтому

$$s_x - s' = rx/T_н.$$

Тогда энтропия влажного пара

$$s_x = s' + rx/T_н. \quad (1.159)$$

Параметры сухого насыщенного пара легко определяются по параметрам влажного пара при условии $x = 1$. Полная теплота сухого насыщенного пара в соответствии с формулой (1.153)

$$\Lambda'' = q' + r. \quad (1.160)$$

Внутренняя энергия сухого насыщенного пара в соответствии с формулой (1.156)

$$u'' = q' + \rho. \quad (1.161)$$

Энтальпия сухого насыщенного пара в соответствии с равенством (1.158)

$$i'' = \Lambda''. \quad (1.162)$$

Энтропия сухого насыщенного пара в соответствии с формулой (1.159)

$$s'' = s' + r/T_н. \quad (1.163)$$

Для определения параметров насыщенного пара составляются специальные таблицы, в которые в зависимости от давления p включаются соответствующие значения $T_н$; v'; v''; u'; u''; i'; i''; r; ρ; Ψ; s'; s''. По данным таблиц нетрудно определить параметры влажного пара, если известна степень сухости x.

Свойства перегретого пара (точка d, рис. 1.16) существенно отличаются от свойств насыщенного пара. Чем больше разность температур перегретого (точка d) и сухого насыщенного пара (точка c) при одном и том же давлении, тем ближе свойства перегретого пара к свойствам идеального газа. Это хорошо видно из рис. 1.3 ($T_1 > T_2 > T_к$). Чем выше температура, тем ближе форма изотермы перегретого пара к изотерме идеального газа (см. рис. 1.10, a).

Перегретый пар получают из сухого насыщенного в специальных пароперегревателях.

Теплота перегрева при известной теплоемкости c_p

$$q_{пе} = \int_{T_н}^{T_{пе}} c_p dT. \quad (1.164)$$

Изобарный процесс cd перегрева пара (см. рис. 1.16) отличается от изотермного cd_1, но в области II насыщенного пара эти процессы совпадают.

В соответствии с первым законом термодинамики

$$q_{пе} = u_{пе} - u'' + p(v_{пе} - v''), \quad (1.165)$$

т. е. теплота перегрева расходуется на повышение внутренней энергии пара до $u_{пе}$ и совершение внешней работы, характеризуемой площадью под процессом cd в vp-координатах (рис. 1.16).

Опытным путем установлено, что теплоемкость c_p перегретого пара зависит от температуры и давления (рис. 1.17). При помощи этих зависимостей по формуле (1.164) можно определить теплоту перегрева, численно равную площади $a'ab'b'$ при $p = p_3 =$ $=$ const. Если известна теплота перегрева, то можно подсчитать полную теплоту перегретого пара. С учетом формулы (1.160)

Теплота перегрева – количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг сухого насыщенного пара при постоянном давлении в перегретый пар с температурой $T_{пе}$.

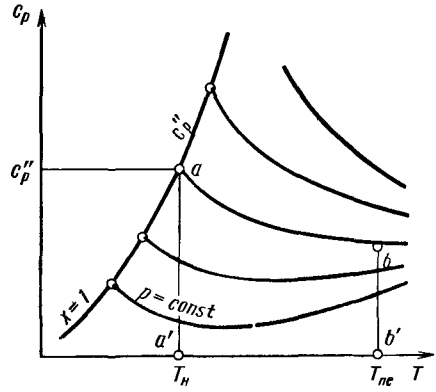


Рис. 1.17.
Зависимости теплоемкости c_p перегретого пара от температуры T при различных давлениях p = const

$$\Lambda_{пе} = \Lambda'' + q_{пе} = q' + r + q_{пе}; \qquad (1.166)$$

энтальпия перегретого пара

$$i_{пе} = u_{пе} + pv_{пе}. \qquad (1.167)$$

С учетом формулы (1.165)

$$i_{пе} = u'' + q_{пе} + pv_{пе} - p(v_{пе} - v'') \qquad (1.168)$$

и, следовательно,

$$i_{пе} = i'' + q_{пе} = \Lambda'' + q_{пе} = \Lambda_{пе}. \qquad (1.169)$$

Изменение энтропии при перегреве пара

$$s_{пе} - s'' = \int_{T_н}^{T_{пе}} c_p dT/T. \qquad (1.170)$$

Тогда

$$s_{пе} = s'' + \int_{T_н}^{T_{пе}} c_p dT/T. \qquad (1.171)$$

Рассмотренные параметры перегретого пара можно определять при помощи специальных таблиц перегретого пара, а также по эмпирическим уравнениям состояния перегретого водяного пара, дающим зависимость между p, v и T.

В области *II* (см. рис. 1.16) влажного насыщенного пара в равновесии находятся две фазы – жидкость и пар (влажный насыщенный пар). Зависимость между температурой пара, приращением его объема и теплотой парообразования устанавливается уравнением Клапейрона – Клаузиуса.

Свободная энергия $f = u - Ts$. В дифференциальной форме эта функция имеет вид $df = du - Tds - sdT$, или с учетом уравнения (1.39) первого закона термодинамики и соотношения (1.49) $df = -pdv - sdT$. Частные производные $\frac{\partial f}{\partial T} = -s$ при v = const и $\frac{\partial f}{\partial v} = -p$ при T = const.

Продифференцируем повторно первое выражение по v при T = const, а второе – по T при v = const; тогда

$$\frac{\partial^2 f}{\partial T \partial v} = -\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T \text{ и } \frac{\partial^2 f}{\partial v \partial T} = -\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v.$$

Поскольку вторая смешанная производная от функции не зависит от порядка дифференцирования (свойства полного дифференциала), сопоставляя полученные вторые производные, имеем

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T$$

или

$$dp/dT = ds_T/dv. \qquad (1.172)$$

Изменение энтропии в процессе испарения в соответствии с выражением (1.163) $r/T_н$, а изменение удельного объема $v'' - v'$. Тогда из выражения (1.172) получим уравнение Клапейрона – Клаузиуса

$$dp/dT = r/[T_н(v'' - v')]. \qquad (1.173)$$

Входящие в уравнение величины – теплота парообразования r, удельный объем v' кипящей жидкости – так же, как и характеристика упругости насыщенного пара $p = f(T_н)$, могут быть определены экспериментально. Из уравнения

Свободная энергия – изохорно-изотермный термодинамический потенциал или энергия Гельмгольца.

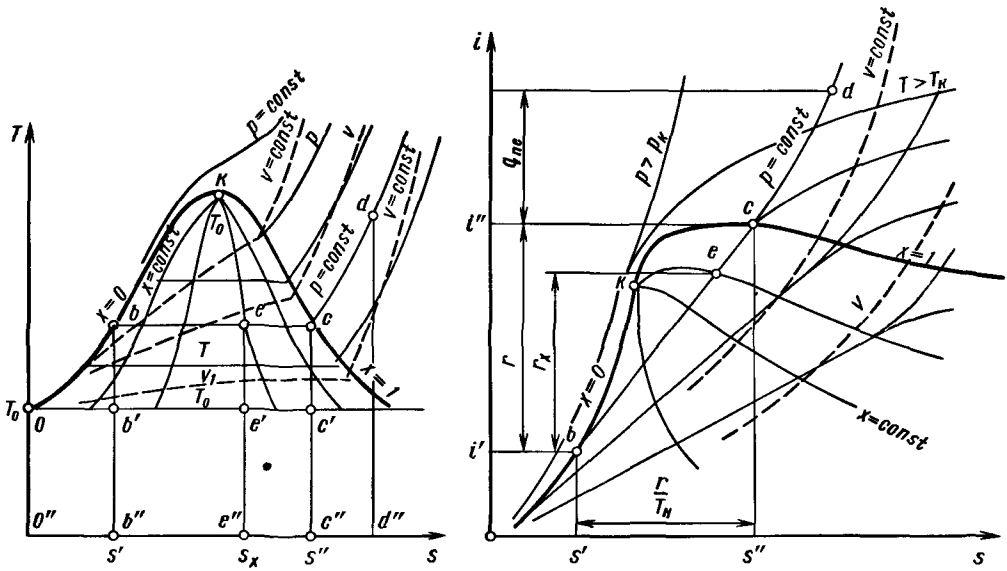


Рис. 1.18.
Диаграммы водяного пара

(1.173) рассчитывают удельный объем v'' сухого насыщенного пара, определение которого экспериментальным путем затруднено в связи с крайне неустойчивым состоянием пара на верхней пограничной кривой *2* (см. рис. 1.16) – начала перегрева пара.

Уравнение (1.173) применимо и для других двухфазных систем. Например, при изучении равновесного состояния твердого тела и пара вместо теплоты парообразования r следует использовать теплоту сублимации, а для фаз твердого тела и жидкости – теплоту плавления.

Для облегчения определения параметров рабочего тела и возможности использования графоаналитических методов расчета заранее строятся нижняя ($x = 0$) и верхняя ($x = 1$) пограничные кривые, изобары, изохоры и изотермы в sT-координатах (рис. 1.18). Если ось абсцисс sT-диаграммы совпадает с изотермой $T_0 = 273$ К, то при определении теплоты площадь $b'bcc'$ необходимо дополнять площадью $b''b'c'c''$, высота которой соответствует температуре T_0.

На диаграмму наносятся также кривые $x = \text{const}$ равной степени сухости. В результате площадь $b''bcc''$ численно равна теплоте парообразования $r = i'' - i'$; площадь $c''cdd''$ – теплоте перегрева $q_{пе} = i_{пе} - i''$; площадь $bcdd''0''$ – полной теплоте перегрева пара $\lambda_{пе} = i_{пе} - i'_0 = i_{пе}$, а площадь $0bee''0''$ соответствует $\lambda_x = i_x$ и т. д.

Если на оси ординат откладывать энтальпию i, то можно построить si-диаграмму (рис. 1.18). Соединяя прямыми точки одинаковых давлений на пограничных кривых [нижней ($x = 0$) и верхней ($x = 1$)], можно получить изобары и изотермы влажного насыщенного пара. Иногда на поле si-диаграмм наносятся также изохоры и кривые равной степени сухости, что нетрудно сделать, так как $be/bc = x$. В области перегретого пара изобары и изохоры строят с помощью таблиц перегретого пара. При графоаналитических расчетах si-диаграммой пользоваться проще, так как значения r, $q_{пе}$, $\lambda_{пе}$ и многие другие определяются по ней в виде отрезков прямых, а не площадей, как в sT-диаграмме.

Процессы изменения состояния водяного пара

Изохорный процесс ($v = \text{const}$) происходит в замкнутом объеме за счет подвода или отвода теплоты от рабочего тела (рис. 1.19, *а*). При подводе теплоты (процесс *12*) энтропия s, давление p и степень сухости x влажного насыщенного пара увеличиваются. В процессе *23* пар становится сухим насыщенным, а затем после пересечения пограничной кривой ($x = 1$) перегретым.

В соответствии с первым законом термодинамики вся подведенная к рабочему телу теплота расходуется на изменение внутренней энергии $q = u_2 - u_1$, так как при $v = \text{const}$ работа $l = 0$. В соответствии с выражением (1.50) $u = i - pv$, поэтому

$$q_{12} = i_2 - i_1 - v(p_2 - p_1). \qquad (1.174)$$

Энтальпии i_1 и i_2 определяются по si-диаграмме или термодинамическим таблицам.

Количество теплоты, подводимой к рабочему телу в процессе *13*,

$$q_{13} = i_3 - i_1 - v(p_3 - p_2). \qquad (1.175)$$

Изобарный процесс ($p = \text{const}$) в области влажного насыщенного пара совпадает с изотермным *12* (рис. 1.19, *б*). При изобарном процессе, происходящем с подводом теплоты (s увеличивается), сначала происходит постепенное подсушивание влажного пара (степень сухости x возрастает в процессе *12*), а затем (после пересечения верхней пограничной кривой $x = 1$) пар перегревается (точка *3*).

В соответствии с первым законом термодинамики количество подведенной теплоты $q = \Delta u + l$, т. е. расходуется на изменение внутренней энергии и совершение внешней работы $l = p(v_3 - v_1)$, численно равной площади под процессом *13* в vp-координатах. В sT-координатах подведенная теплота q определяется площадью *1'1233'*, которую можно выразить разностью площадей *0ab233'* (полная теплота перегретого пара $\Lambda_{пе}$) и *0ab11'* (полная теплота влажного насыщенного пара Λ_x). Следовательно,

$$q = \Lambda_{пе} - \Lambda_x \qquad (1.176)$$

или с учетом соотношений (1.158) и (1.170)

$$q = i_{пе} - i_x. \qquad (1.177)$$

В связи с этим для определения q наиболее удобно использовать si-диаграмму. В области влажного насыщенного пара изобара в si-координатах представляет собой прямую линию. Действительно, совместное решение уравнений (1.153), (1.158) и (1.159) дает уравнение прямой линии

$$i_x = (i' - T_н s') + T_н s_x.$$

Чем выше температура $T_н$, тем больше наклон прямой. Изменение внутренней энергии в изобарном процессе

$$\Delta u_{13} = u_3 - u_1 = (i - pv)_3 - (i - pv)_1. \qquad (1.178)$$

Изотермный процесс ($T = \text{const}$) в области влажного насыщенного пара совпадает с изобарным процессом *12* (рис. 1.19, *в*), поэтому на участке *12* подвода теплоты (s увеличивается) $p = \text{const}$, а пар подсушивается (x возрастает). В области перегретого пара после пересечения пограничной кривой $x = 1$ изотерма имеет вид гиперболы, которая положе изотермы идеального газа.

В соответствии с первым законом термодинамики для реального газа или пара

$$q = \Delta u + l.$$

В реальном газе или паре часть подведенной теплоты Δu при $T = \text{const}$ расходуется на работу дисгрегации. Количество подведенной теплоты удобно определять по sT-диаграмме,

$$q = T(s_3 - s_1), \qquad (1.179)$$

изменение внутренней энергии

$$\Delta u_{13} = (i - pv)_3 - (i - pv)_1 \qquad (1.180)$$

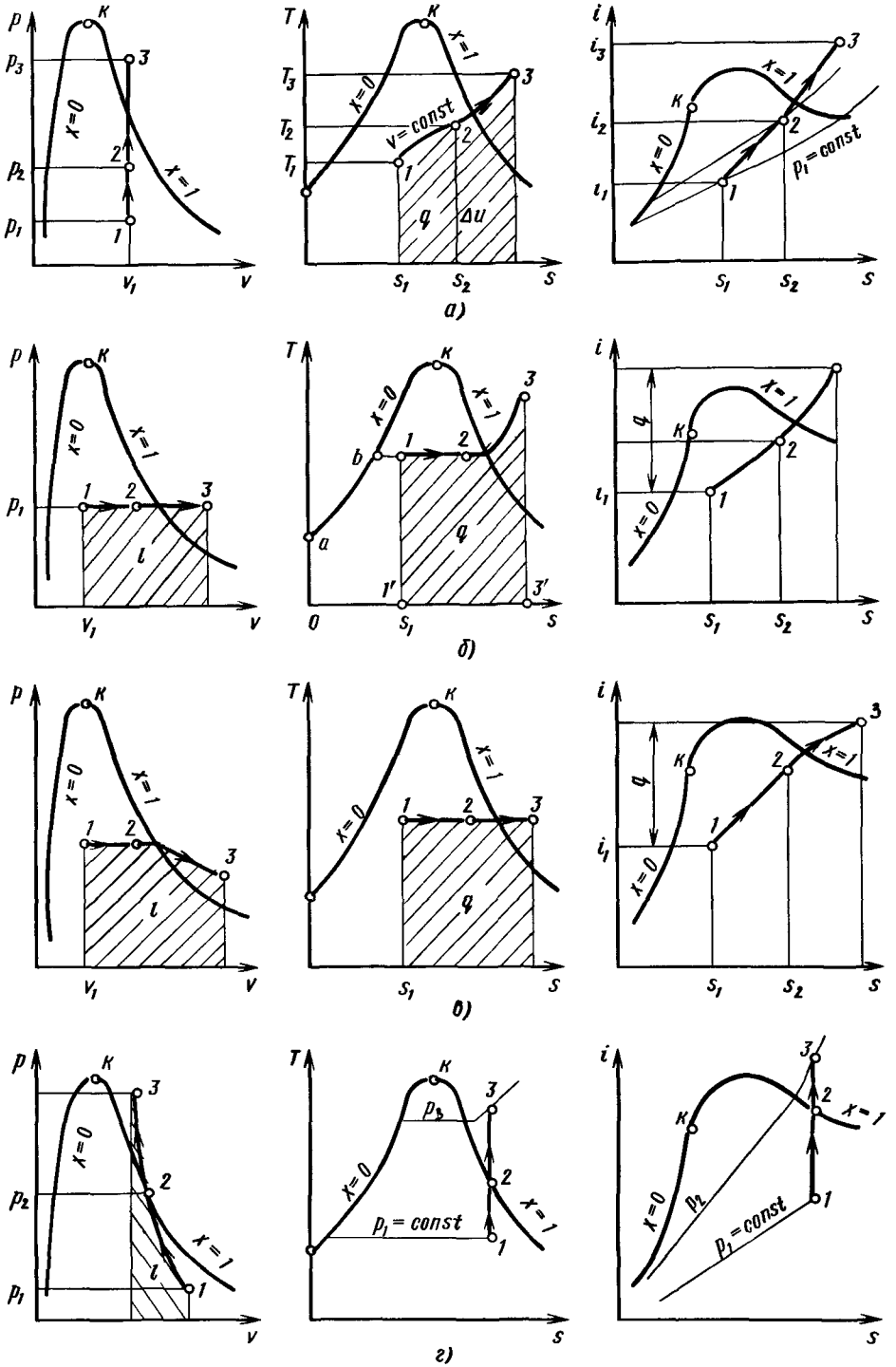


Рис. 1.19.
Диаграммы различных процессов изменения состояния пара:

а — изохорный; *б* — изобарный; *в* — изотермный; *г* — адиабатный

проще находить по *si*-диаграмме. Тогда с учетом (1.179) и (1.180) внешняя работа процесса, численно равная площади под кривой *123* процесса в *vp*-диаграмме,

$$l = q - \Delta u. \qquad (1.181)$$

Адиабатный процесс ($dq = 0$) происходит без теплообмена с внешней средой при $ds = 0$ (рис. 1.19, *г*). За счет сжатия рабочего тела ($dv < 0$) температура повышается, влажный пар подсушивается (x увеличивается). Изменение внутренней энергии

$$\Delta u_{13} = (i - pv)_3 - (i - pv)_1. \qquad (1.182)$$

Затраты внешней работы на сжатие, численно равной площади под кривой *13* процесса в *vp*-координатах,

$$l_{13} = -\Delta u_{13} = i_1 - i_3 + (p_3 v_3 - p_1 v_1). \qquad (1.183)$$

Влажный воздух

Влажный воздух является рабочим телом многих теплоэнергетических машин.

Водяной пар может быть сухим насыщенным, и тогда смесь сухого воздуха с паром представляет насыщенный влажный воздух. Если в воздухе содержится перегретый пар, то влажный воздух получается ненасыщенным. По мере снижения температуры ненасыщенного влажного воздуха состояние перегретого пара приближается к состоянию, соответствующему верхней границе ($x = 1$).

Точка росы характеризуется конденсацией части пара (образование капелек жидкости), содержащегося во влажном воздухе.

Влагосодержание d оценивается отношением количества $m_п$ водяного пара (в кг), содержащегося в сухом воздухе, к количеству $m_в$ воздуха:

$$d = m_п/m_в. \qquad (1.184)$$

Так как объем пара $v_п$, содержащегося в воздухе, и объем воздуха $v_в$ равны объему смеси $v_{см}$, то отношение масс в выражении (1.184) можно заменить отношением плотностей пара $\rho_п$ и воздуха $\rho_в$, поэтому

$$d = \rho_п/\rho_в. \qquad (1.185)$$

Различают абсолютную и относительную влажность воздуха.

Абсолютная влажность воздуха (плотность пара во влажном воздухе)

$$\rho_п = m_п/v_{см}. \qquad (1.186)$$

При выбранных давлении и температуре существует максимально возможное насыщение воздуха паром. Пар при этом становится сухим насыщенным, плотностью $\rho_н$.

Относительная влажность воздуха

$$\varphi_в = \rho_п/\rho_н. \qquad (1.187)$$

Если воздух пересыщен влагой ($\varphi_в > 1$), то парциальное давление пара $p_п$ равно давлению насыщения, и пар в воздухе является влажным. При $\varphi_в < 1$ водяной пар в воздухе перегрет ($p_п < p_н$); при $\varphi_в = 1$ водяной пар в воздухе сухой насыщенный ($p_п = p_н$). Основные параметры влажного воздуха (плотность, газовая постоянная и др.) могут быть

Влажный воздух – смесь сухого воздуха с водяным паром.
Точка росы – температура, до которой должен охлаждаться ненасыщенный влажный воздух, чтобы содержащийся в нем перегретый пар стал насыщенным.
Абсолютная влажность воздуха – масса водяного пара, содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха.
Относительная влажность воздуха – отношение абсолютной влажности воздуха к максимально возможной при данном давлении и температуре, когда воздух насыщен водяным паром.

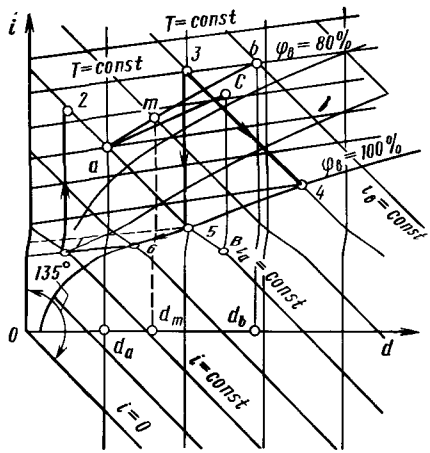


Рис. 1.20.
Схема построения *di*-диаграммы

подсчитаны по формулам смеси идеальных газов.

di-диаграмма влажного воздуха предложена в 1918 г. Л. К. Рамзиным и применяется для определения параметров влажного воздуха при расчетах процессов сушки, вентиляции и отопления. При построении *di*-диаграммы используются косоугольные координаты, при которых прямые $i = \text{const}$ проводятся под углом 135° к оси ординат (рис. 1.20). Ось влагосодержания d условно проводится к оси ординат под углом 90°, но нанесены на ней действительные значения d, определяемые по формуле (1.185). Через точки абсциссы проводятся вертикали $d = \text{const}$ с определенными значениями d.

Энтальпия i влажного воздуха, т. е. энтальпия газовой смеси, состоящей из 1 кг сухого воздуха и водяного пара в количестве d, определяется суммой:

$$i = i_в + d i_п, \qquad (1.188)$$

причем энтальпия водяного пара

$$i_п = c_{рв} T_н + r + c_{рп}(T - T_н), \qquad (1.189)$$

где $c_{рв}$ – изобарная теплоемкость жидкой воды; r – теплота парообразования при парциальном давлении пара во влажном воздухе; $c_{рп}$ – средняя изобарная теплоемкость перегретого пара при его парциальном давлении во влажном воздухе; T – температура влажного воздуха; $T_н$ – температура насыщения при парциальном давлении пара во влажном воздухе.

За начало отсчета i выбирается точка 0 с $T = 273$ К, $d = 0$. Так как энтальпия сухого воздуха $i_в$ при этой температуре принимается равной нулю, то в соответствии с выражением (1.188) $i = 0$.

На поле диаграммы наносятся также кривые равных значений относительной влажности воздуха ($\varphi_в = 100\%$; $\varphi_в = 90\%$ и пр.) и изотермы $T = \text{const}$ – прямые линии. Поле диаграммы кривой $\varphi_в = 100\%$ делится на две области. При $\varphi_в < 100\%$ в воздухе содержится перегретый пар, при $\varphi_в > 100\%$ – влажный насыщенный пар, при $\varphi_в = 100\%$ – сухой насыщенный пар. *di*-диаграмма строится для наиболее распространенного (среднего) атмосферного давления внешней среды. При других атмосферных давлениях сетка изотерм такая же, но уточняются кривые $\varphi_в = \text{const}$.

При помощи *di*-диаграммы можно проводить различные теплотехнические расчеты. Например, подогрев или охлаждение влажного воздуха, находящегося в калорифере, происходит при постоянном влагосодержании, и этот процесс на диаграмме показан вертикалями соответственно *12* и *35*. По мере охлаждения в точке *5* ранее перегретый пар становится сухим; при дальнейшем охлаждении часть пара конденсируется, и влагосодержание воздуха уменьшается. Процесс *56* происходит по кривой $\varphi_в = 100\%$. Количество сконденсировавшейся влаги равно $d_5 - d_6$.

Процесс испарения *34* определяется при условии $i = \text{const}$. Действительно, энтальпия воды принимается равной нулю, а теплота воздуха, затраченная на испарение, передается воздуху от испаренной влаги и, следовательно, энтальпия влажного воздуха в процессе испарения не меняется.

Температура, при которой $\varphi_в = 100\%$ (в воздухе сухой насыщенный пар), является температурой точки росы.

При помощи di-диаграммы можно рассчитать процесс смешения потоков влажного воздуха. Пусть в смесительную камеру поступают два потока влажного воздуха: один с параметрами, характеризуемыми точкой a (m_a; d_a; T_a; i_a), другой с параметрами в точке b (m_b; d_b; T_b; i_b). В результате смешения потока влажного воздуха $m_m = m_a + m_b$.

Из уравнения материального баланса влаги $m_a d_a + m_b d_b = m_m d_m$ влагосодержание

$$d_m = (m_a d_a + m_b d_b)/m_m. \qquad (1.190)$$

Из уравнения теплового баланса $m_a i_a + m_b i_b = m_m i_m$ энтальпия смешанного потока

$$i_m = (m_a i_a + m_b i_b)/m_m. \qquad (1.191)$$

После введения в формулы (1.190) и (1.191) отношения масс $a_m = m_b/m_a$, поступающих в камеру смешения, можно получить

$$a_m = (d_m - d_a)/(d_b - d_m);$$

$$a_m = (i_m - i_a)/(i_b - i_m)$$

и

$$(i_b - i_m)/(d_b - d_m) = (i_m - i_a)/(d_m - d_a).$$

Таким образом, чтобы получить на di-диаграмме точку m, характеризующую состояние влажного воздуха после смешения потоков, необходимо соединить точки a и b прямой ab (см. рис. 1.20) и при помощи массовых долей смешиваемых потоков $g_1 = m_a/m_m$ и $g_2 = m_b/m_m$ определить положение точки m: она делит прямую ab в соотношении g_1/g_2; формулы (1.190) и (1.191) дают координаты этой точки.

1.4. Истечение, дросселирование газов и паров

Внешняя и располагаемая работы при истечении

При изучении процессов истечения необходимо прежде всего определить внешнюю работу, затрачиваемую на перемещения массы рабочего тела в потоке. С этой целью рассмотрим два сечения ($1-1$ и $2-2$) канала произвольного профиля (рис. 1.21), по которому течет газ вследствие перепада давлений ($p_1 > p_2$). При движении газа по каналу переменного поперечного сечения изменяются его скорость и параметры состояния. При стационарном режиме течения вдоль непроницаемых стенок для всех поперечных сечений канала массовый расход газа описывается уравнением неразрывности

$$m_т = Aw\rho = Aw/v = \text{const}. \qquad (1.192)$$

Рассмотрим изменение состояния элементарной массы газа $dm_т$, заключенной между сечениями a_1 и b_1 при перемещении центра массы 0_1 из сечения $1-1$ в сечение $2-2$. Слева на элемент действует давление p_1, создающее силу $p_1 A_1$, под действием которой элемент перемещается. При этом совершается

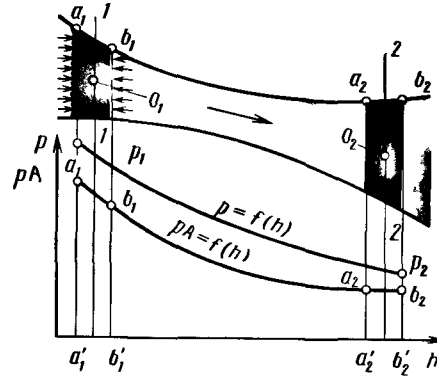


Рис. 1.21.
Схема канала переменного сечения и изменение p и pA по длине h канала

работа, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления перемещению элемента от давления, действующего на элемент справа.

Зная форму канала и, следовательно, закон изменения площади сечения канала по его длине $A = f(h)$ и закономерность падения давления $p = f(h)$, можно построить зависимость $pA = f(h)$. Площадь под этой кривой численно равна работе pAh. Внешняя работа, затрачиваемая на течение газа от сечения $1-1$ до сечения $2-2$, характеризуется площадью $a'_1a_1a_2a'_2$. Эта работа приложена извне, поэтому является отрицательной. Работа, совершаемая элементом газа при течении и затрачиваемая на преодоление давления справа от элемента, численно равна площади $b'_1b_1b_2b'_2$ и является положительной.

Разность этих работ представляет внешнюю работу $l_{ис}$ при истечении. Так как

$$A_{a'_1a_1a_2a'_2} - A_{b'_1b_1b_2b'_2} =$$

$$= A_{a'_1a_1b_1b'_1} - A_{a'_2a_2b_2b'_2} =$$

$$= p_1A_1\,dh_1 - p_2A_2\,dh_2,$$

внешняя работа при истечении газа

$$dm_г l_{ис} = p_2\,dv_2 - p_1\,dv_1,$$

где dv_2 и dv_1 — объемы элемента газа в сечениях соответственно $2-2$ и $1-1$.

Поскольку $dv_2 = v_2\,dm_г$ и $dv_1 = v_1\,dm_г$,

$$l_{ис} = p_2v_2 - p_1v_1, \qquad (1.193)$$

и для бесконечно малого изменения состояния газа при течении

$$dl_{ис} = d(pv). \qquad (1.194)$$

Согласно полученной зависимости для определения внешней работы при истечении необходимо знать термодинамический процесс изменения состояния текущего газа или пара.

Если пренебречь изменением внешней потенциальной энергии (1.40) текущего по каналу газа и принять $d(gmh) = 0$, то уравнение первого закона термодинамики (1.42) с учетом выражения (1.194) получит вид

$$dq = du + d(pv) + 0{,}5dw^2 + dl_{тех} \qquad (1.195)$$

или с учетом (1.50)

$$dq = di + 0{,}5dw^2 + dl_{тех}. \qquad (1.196)$$

Сопоставление уравнений (1.46) и (1.195) показывает, что работа dl расширения газа расходуется на внешнюю работу истечения $dl_{ис}$ (1.194), на приращение внешней кинетической энергии $0{,}5dw^2$ и на совершение технической работы $dl_{тех}$, связанной с перемещением канала, по которому течет рабочее тело. В связи с этим

$$dl = dl_{ис} + 0{,}5dw^2 + dl_{тех}. \qquad (1.197)$$

Располагаемая работа

$$dl_0 = 0{,}5dw^2 + dl_{тех}$$

или при $l_{тех} = 0$

$$dl_0 = 0{,}5dw^2. \qquad (1.198)$$

С учетом изложенного выражение (1.197) можно представить в виде

$$dl = dl_{ис} + dl_0 \qquad (1.199)$$

и

$$dl_0 = dl - dl_{ис} = p\,dv - p\,dv - v\,dp = -v\,dp. \qquad (1.200)$$

Полученное выражение свидетельствует о том, что только в условиях падения давления по каналу ($dp < 0$) может увеличиваться располагаемая работа, т. е. скорость течения газа. Интегрирование выражения (1.200) дает конечное значение располагаемой работы

$$l_0 = \int_{p_1}^{p_2} -v\,dp = \int_{p_2}^{p_1} v\,dp, \qquad (1.201)$$

Располагаемая работа — приращение кинетической энергии газа при движении по каналу, которое может быть использовано в машинах и превращено в другие виды энергии, а также работа перемещения канала.

для определения которой необходимо иметь зависимость давления от удельного объема, т. е. термодинамический процесс.

Пусть эта связь характеризуется политропным процессом (1.101), тогда

$$l_0 = c\int_{p_2}^{p_1} p^{-1/n}\,dp.$$

Так как при политропном процессе

$$c = p_1^{1/n}v_1 = p_2^{1/n}v_2,$$

после интегрирования найдем

$$l_0 = (p_1v_1 - p_2v_2)n/(n-1). \qquad (1.202)$$

Сопоставим полученное выражение с формулой (1.97) при $n = k$ и получим

$$l_0 = nl. \qquad (1.203)$$

При изохорном процессе $dl = 0$, поэтому

$$dl_0 = -dl_{ис} = -d(pv) = -v\,dp,$$

следовательно,

$$l_0 = (p_1 - p_2)v. \qquad (1.204)$$

При изобарном процессе $dp = 0$ и $dl_0 = 0$. При изотермном процессе $d(pv) = d(RT) = 0$, в связи с чем $dl_0 = dl$. В соответствии с выражением (1.87)

$$l_0 = p_1v_1\ln(p_1/p_2). \qquad (1.205)$$

При адиабатном процессе располагаемая работа определяется формулой (1.202) при $n = k$. Воспользуемся уравнением (1.137)

$$\left.\begin{aligned} &dl_0 = dq - di \\ &\text{или} \\ &l_0 = q + i_1 - i_2 \end{aligned}\right\} \qquad (1.206)$$

и применим sT- или si-диаграмму (см. рис. 1.18). Так, для процесса *21* (рис. 1.11) площадь под процессом численно равна q, а площадь под изобарой *B2* численно равна изменению энтальпии Δi.

При течении перегретого пара для расчета располагаемой работы можно воспользоваться соотношением (1.166).

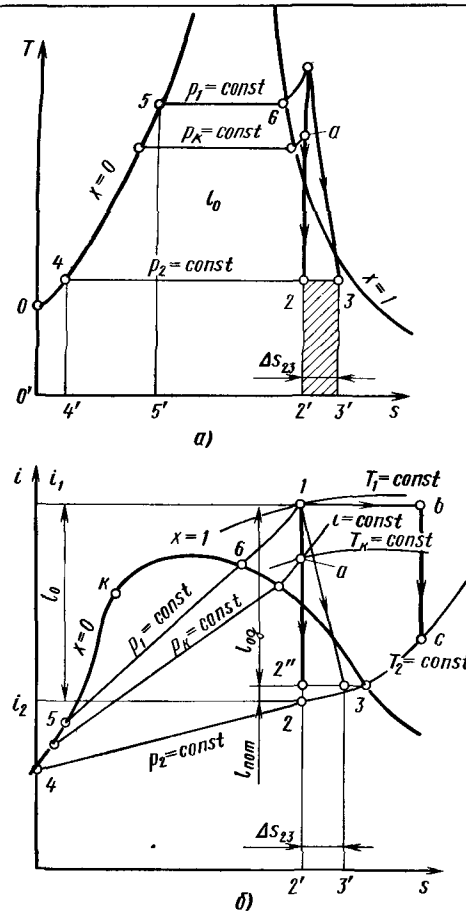


Рис. 1.22.
Диаграммы процесса истечения пара

Для процесса *13* (рис. 1.22) располагаемая работа l_0 определяется по формуле (1.206). По sT-диаграмме

$$l_0 = A_{2'133'} + A_{0'05612'} - A_{0'0433'},$$

т. е.

$$l_0 = A_{45613}.$$

По известной величине l_0 с помощью формулы (1.198) получим

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2l_0}. \qquad (1.207)$$

Скорость истечения из сосуда неограниченного объема при начальной скорости $w_1 = 0$

$$w = \sqrt{2l_0}. \qquad (1.208)$$

Адиабатный процесс истечения. Сопло Лаваля

Часто теплообменом с внешней средой с достаточной степенью точности можно пренебрегать. В соответствии с формулой (1.206) при $q \approx 0$

$$l_0 = i_1 - i_2 \qquad (1.209)$$

и

$$w = \sqrt{2(i_1 - i_2)}. \qquad (1.210)$$

В этом случае наибольший интерес представляет *si*-диаграмма (процесс *12*, рис. 1.22). Располагаемая работа адиабатного процесса истечения идеального газа может быть определена также с помощью формул (1.96)–(1.100), если учесть, что $l_0 = kl$. Например, с учетом формулы (1.100)

$$l_0 = kp_1v_1\left[1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}\right]/(k-1) \qquad (1.211)$$

или в соответствии с формулой (1.208)

$$w = \sqrt{2kp_1v_1\left[1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}\right]/(k-1)}. \qquad (1.212)$$

Если известны скорость истечения w, площадь A в узком сечении канала и удельный объем v рабочего тела в этом сечении, то уравнение расхода

$$m_\text{г} = wA/v.$$

Удельный объем газа в узком сечении связан с удельным объемом v_1 газа в резервуаре соотношением $pv^k = p_1v_1^k$, поэтому

$$m_\text{г} = A\sqrt{2k(p_1/v_1)\left[(p/p_1)^{2/k} - (p/p_1)^{(k+1)/k}\right]/(k-1)}. \qquad (1.213)$$

Сопло имеет узкое сечение канала на его срезе. С изменением давления p внешней среды изменяется величина $m_\text{г}$.

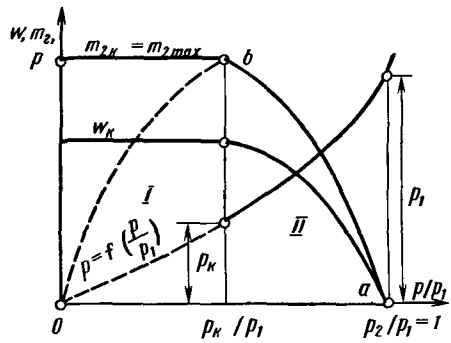


Рис. 1.23.
Зависимости скорости w, расхода $m_\text{г}$ и давления p газа от отношения давления p/p_1

При помощи формулы (1.213) можно построить зависимость $m_\text{г} = f(p)$ (рис. 1.23). При $p = p_1$ расход газа равен нулю (точка *a*). При снижении давления внешней среды ($p < p_1$) скорость истечения w и расход газа $m_\text{г}$ увеличиваются и при критическом давлении $p_\text{к}$ достигают максимальных (критических) значений. При дальнейшем понижении давления внешней среды (за соплом) в узком сечении сопла параметры сохраняются постоянными и равными критическим ($p = p_\text{к}$, $m_\text{г}/A$ и $w = w_\text{к}$). Они не могут увеличиваться при любом дальнейшем понижении давления за соплом.

Сопло Лаваля (рис. 1.24) в расширяющейся части (при критических параметрах газа в узком сечении) имеет скорость потока выше критической.

Таким образом, диапазон возможных значений p/p_1 делится на две области: $1 \geqslant p/p_1 \geqslant p_\text{к}/p_1$ – подкритическая область, для которой справедливы формулы (1.211)–(1.213); $p_\text{к}/p_1 \geqslant p/p_1 \geqslant 0$ – область надкритическая, в пределах которой скорость истечения $w = w_\text{к} = \text{const}$ и расход $m_\text{г} = m_\text{гк} = \text{const}$ остаются максимальными.

Для определения $p_\text{к}$ достаточно формулу (1.213) (ее подкоренное выраже-

Сопло – канал, в котором происходит расширение газа с уменьшением давления и увеличением скорости его движения.

ние) исследовать на максимум. Тогда

$$p_к = p_1 [2/(k+1)]^{k/(k-1)}. \quad (1.214)$$

Подставив данное соотношение в формулу (1.212), получим критическую скорость истечения

$$w_к = \sqrt{2kp_1v_1/(k+1)}, \quad (1.215)$$

а в формулу (1.213) – критический расход

$$m_{гк} = A[2/(k+1)]^{1/(k-1)}\sqrt{2kp_1/[v_1(k+1)]}. \quad (1.216)$$

Если задан расход газа $m_{гк}$, то по формуле (1.216) площадь критического сечения насадки

$$A_к = \\ = m_{гк}/[2/(k+1)]^{1/(k-1)}\sqrt{2kp_1/[v_1(k+1)]}. \quad (1.217)$$

В надкритической области истечения на срезе насадка давление $p = p_к$ и удельный объем газа $v = v_к$. Если в резервуаре давление p_1 и удельный объем v_1, то при адиабатном течении $p_1v_1^k = p_кv_к^k$. С учетом формулы (1.214) нетрудно найти

$$v_1 = v_к [2/(k+1)]^{1/(k-1)}. \quad (1.218)$$

Подставим p_1 и v_1, полученные по формулам (1.214) и (1.218), в формулу (1.215) и выразим

$$w_к = \sqrt{kp_кv_к}. \quad (1.219)$$

Таким образом, критическая скорость $w_к$ истечения равна скорости a распространения звука в газе с параметрами $p_к$ и $v_к$.

Рассчитаем площадь сечения сопла произвольной формы, в котором скорость течения газа достигнет скорости звука. С этой целью площадь сечения A сопла принимается переменной величиной при выполнении условия неразрывности потока в каждом сечении:

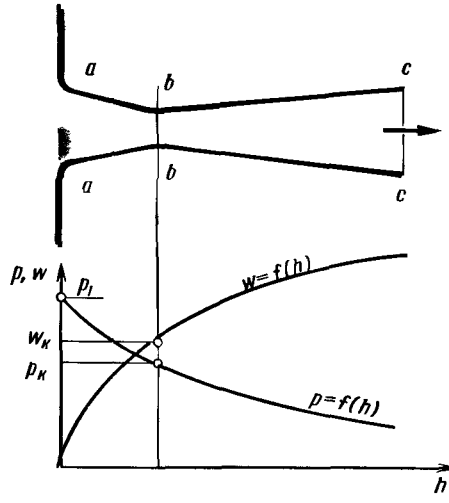


Рис. 1.24.
Схема сопла Лаваля и измерение p и w вдоль сопла

$$Aw = m_г v. \quad (1.220)$$

Продифференцируем полученное выражение при $m_г = \text{const}$:

$$A\,dw + w\,dA = m_г\,dv.$$

После деления на Aw имеем

$$dw/w + dA/A = m_г\,dv/(Aw).$$

Тогда с учетом соотношения (1.220)

$$dA/A = dv/v - dw/w. \quad (1.221)$$

Входящие в полученное уравнение отношения находим дифференцированием уравнения адиабаты $pv^k = \text{const}$:

$$dv/v = -dp/kp \quad (1.222)$$

и при помощи формул (1.198) и (1.200)

$$dw/w = -v\,dp/w^2. \quad (1.223)$$

С учетом соотношений (1.222) и (1.223) уравнение (1.221) представим в виде

$$dA/A = (v/w^2 - 1/kp)\,dp. \quad (1.224)$$

Сопло Лаваля – комбинированное сопло с суживающейся и расширяющейся частями, применяемое для получения скоростей газа больше скорости звука.

Так как истечение происходит в направлении падения давления, то $dp < 0$ и, следовательно, алгебраический знак dA свидетельствует о характере изменения сечения сопла по его длине (по мере падения давления).

При $v/w^2 > 1/kp$ и $dp < 0$ площадь поперечного сечения сопла должна уменьшаться, так как $dA < 0$ (участок ab, рис. 1.24). В этом случае

$$w < \sqrt{kpv}. \qquad (1.225)$$

При $v/w^2 < 1/kp$ и $dp < 0$ площадь поперечного сечения сопла должна увеличиваться и

$$w > \sqrt{kpv}. \qquad (1.226)$$

Из сопоставления условий (1.225) и (1.226) следует, что в самом узком сечении сопла bb скорость $w = \sqrt{kpv}$ или в соответствии с выражением (1.219) должна быть равна критической. Таким образом, минимальное сечение сопла одновременно является критическим.

Из неравенства (1.226) также следует, что скорость $w > w_к$ может быть получена только в том случае, если в суживающейся части сопла (участок ab) достигается критическая скорость ($w = w_к$), а затем следует расширяющаяся часть сопла bc, по длине которой давление продолжает падать до давления внешней среды. В этой части сопла скорость течения $w > w_к$.

На основании изложенного следует, что при расчете скорости истечения или расхода необходимо учитывать форму насадка (сопла), через который происходит истечение газа или пара. Пусть, например, известны давление p_1 и температура T_1 газа или пара в резервуаре (точка *1*, см. рис. 1.22). Давление внешней среды p_2. Опустив из точки *1* вертикаль (процесс адиабатный) на изобару $p_2 = \text{const}$, построим процесс истечения из сопла.

Если сопло сужающееся или цилиндрическое, то максимально возможной скоростью истечения является критическая. В связи с этим вначале необходимо определить критическое отношение давлений по формуле (1.124). Пусть

$$\beta_к = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}, \qquad (1.227)$$

тогда

$$p_к = \beta_к p_1. \qquad (1.228)$$

Если $p_2 > p_к$ (область *II* подкритическая, см. рис. 1.23), то расчет скорости истечения проводится по формуле (1.210) при любой форме сопла. Если $p_2 < p_к$, область *I* надкритическая (см. рис. 1.23), то расчет по формуле (1.210) возможен только в том случае, когда истечение происходит через сопло Лаваля. При суживающемся или цилиндрическом сопле по формулам (1.227) и (1.228) определяется $p_к$ и на sT- и si-диаграммах (см. рис. 1.22) находится точка a, соответствующая критическому давлению. Скорость истечения в этом случае критическая и определяется по уравнению (1.210), где вместо i_2 подставлено значение i_a. Таким образом, только сопло Лаваля в надкритической области истечения может использовать все возможности, заложенные в рабочем теле в виде давления p_1 и температуры T_1 для образования скорости истечения, превосходящей критическую скорость.

Истечение при наличии трения. Дросселирование

В реальных условиях истечения некоторая часть располагаемой работы затрачивается на преодоление сил трения потока о стенки сопла. Эта работа целиком переходит в теплоту, которая при условии адиабатного истечения передается рабочему телу, увеличивая его энтропию на Δs_{23} (см. рис. 1.22). Адиабатный процесс истечения в этом случае на sT- и si-диаграммах отклоняется от процесса *12* и происходит в соответствии с процессом *13*.

Располагаемая работа истечения без трения на sT-диаграмме численно равна площади *12456*, а на si-диаграмме –

отрезку *12*. При наличии трения $i_3 > i_2$ (в результате чего $w_{13} < w_{12}$) и потери располагаемой работы на преодоление трения

$$l_{пот} = l_0 - l_{од}, \qquad (1.229)$$

где $l_{0д}$ – действительная располагаемая работа при наличии трения.

В соответствии с *si*-диаграммой

$$l_{пот} = (i_1 - i_2) - (i_1 - i_3) = i_3 - i_2. \qquad (1.230)$$

На *sT*-диаграмме потери $l_{пот} = i_3 - i_2 = \Lambda_3 - \Lambda_2$ численно равны площади *2'233'*.

Таким образом, при наличии трения действительная скорость истечения

$$w_д = \sqrt{2(i_1 - i_3)} \qquad (1.231)$$

меньше теоретической [см. уравнение (1.210)], в связи с чем

$$w_д = \varphi_w w, \qquad (1.232)$$

где φ_w – скоростной коэффициент сопла.

Потери располагаемой работы могут быть определены как разность:

$$l_{пот} = 0{,}5w^2 - 0{,}5w_д^2 =$$

$$= 0{,}5w^2[1 - (w_д/w)^2] = 0{,}5\xi w^2,$$

где $\xi = 1 - \varphi_w^2$ – коэффициент потерь располагаемой работы в сопле на трение.

При помощи *si*-диаграммы можно определить коэффициент

$$\xi = l_{пот}/l_0 = i_{22'}/i_{12}. \qquad (1.233)$$

Дросселирование потока осуществляется, например, диафрагмой (рис. 1.25). Давление p_2 рабочего тела за диафрагмой оказывается меньше давления, которое могло бы быть при отсутствии диафрагмы (штриховая линия).

При адиабатном течении рабочего тела справедливы соотношения (1.207) и

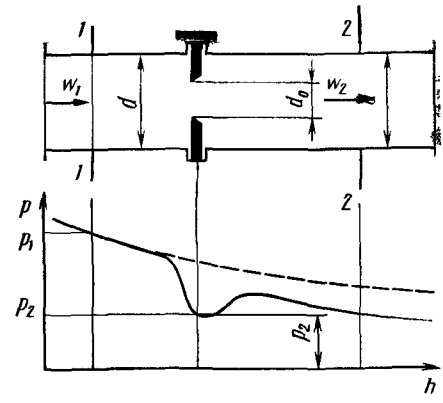


Рис. 1.25.
Схема дросселирования потока и изменение давления p вдоль канала при дросселировании

(1.209), поэтому $0{,}5(w_2^2 - w_1^2) = i_1 - i_2$. Так как массовый расход в каждом сечении канала сохраняется постоянным, а площадь проходного сечения до диафрагмы (сечение *1–1*) и после (сечение *2–2*) не меняется, скорости течения изменяются незначительно, в связи с чем можно приближенно принять $w_2 \approx w_1$ и процесс дросселирования считать происходящим при

$$i_1 \approx i_2 = \text{const}. \qquad (1.234)$$

Дросселирование является необратимым процессом, так как часть энергии потока теряется на его завихрение перед диафрагмой и за ней и преобразуется в теплоту, которая при адиабатном течении передается рабочему телу. При дросселировании идеального газа выполняется условие $i_2 - i_1 = c_p(T_2 - T_1)$, что свидетельствует о постоянстве температуры рабочего тела как до диафрагмы, так и после нее.

Эффект Джоуля – Томсона связан с некоторым изменением температуры

Дросселирование – процесс понижения давления в потоке без совершения внешней работы и без подвода и отвода теплоты при прохождении через местное гидравлическое сопротивление.

Эффект Джоуля – Томсона – изменение температуры газа в результате адиабатного дросселирования.

реального рабочего тела. Если воспользоваться уравнениями (1.49) и (1.69), то уравнение первого закона термодинамики можно представить в виде

$$T\,ds = di - v\,dp. \qquad (1.235)$$

Поскольку энтальпия – функция состояния, ее можно представить зависящей от двух параметров состояния, например, p и T:

$$di = \left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T dp + \left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_p dT. \qquad (1.236)$$

Подставим выражение (1.236) в уравнение (1.235) и получим

$$ds = \left[\left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T /T - v/T\right]dp + \left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_p dT/T.$$

Так как ds – полный дифференциал,

$$\frac{\partial}{\partial T}\left[\frac{1}{T}\left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T - \frac{v}{T}\right]_p =$$

$$= \frac{\partial}{\partial p}\left[\frac{1}{T}\left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_p\right]_T.$$

После дифференцирования

$$\frac{1}{T}\frac{\partial^2 i}{\partial p\,\partial T} - \frac{1}{T^2}\left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T + \frac{v}{T^2} - \frac{1}{T}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p =$$

$$= \frac{1}{T}\frac{\partial^2 i}{\partial T\,\partial p}.$$

Если произвести сокращение, то получим

$$\left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p. \qquad (1.237)$$

Из соотношения (1.70) следует, что

$$\left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_p = c_p. \qquad (1.238)$$

После подстановки выражений (1.237) и (1.238) в (1.236) имеем

$$di = c_p dT - \left[T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v\right]dp. \qquad (1.239)$$

В процессе дросселирования $di = 0$, поэтому

$$\frac{\partial T}{\partial p} = \left[T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v\right]/c_p. \qquad (1.240)$$

Полученное выражение характеризует интенсивность изменения температуры рабочего тела в зависимости от изменения давления при дросселировании. Так как при дросселировании всегда $dp < 0$, алгебраический знак ∂T зависит от алгебраического знака разности $T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v$. Если $T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p > v$, то температура рабочего тела при дросселировании уменьшается ($\partial T < 0$). При $T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p < v$ температура рабочего тела увеличивается ($\partial T > 0$) и при $T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = v$ не меняется ($\partial T = 0$).

Температура инверсии характеризуется тем, что при начальной температуре газа, меньшей температуры инверсии, реальный газ при дросселировании охлаждается. Если начальная температура больше температуры инверсии, то газ при дросселировании нагревается. Таким образом, в зависимости от параметров реального рабочего тела его температура при дросселировании может понижаться, повышаться или оставаться неизменной (при температуре инверсии).

Процесс дросселирования *1b* (см. рис. 1.22) необратим, поэтому изображение его в sT- или si-координатах является условным. Для процесса *1b* справедливы лишь состояния в точке *1*, характеризующей начальное состояние

Температура инверсии – температура, соответствующая состоянию газа, при котором температура газа при адиабатном дросселировании не изменяется.

рабочего тела, и в точке b – конечное состояние рабочего тела.

Процесс дросселирования используют для регулирования работы паросиловых установок, так как с увеличением дросселирования уменьшаются расход рабочего тела и располагаемая работа (теплоперепад). Действительно, если без дросселирования располагаемая работа равна $i_1 - i_2$ (см. рис. 1.22), то при наличии процесса $1b$ располагаемая работа уменьшается и становится равной $i_b - i_c \leqslant i_1 - i_2$. Так, при дросселировании пара перед турбиной с давлением 10 кПа и температурой 500 °С до давления 5 кПа расход пара уменьшается в 2 раза, а адиабатный теплоперепад на 16 %, в результате чего мощность турбины снижается примерно на 53 %.

1.5. Сжатие газа в компрессоре

Компрессор предназначен для сжатия (до давления не ниже 0,2 МПа) различных парогазообразных тел. В зависимости от сжимаемого рабочего тела компрессоры делят на воздушные (пневматические), углекислотные, аммиачные, гелиевые и др. По конструкции компрессоры делятся на поршневые, винтовые, ротационные и др. Если сжатие рабочего тела осуществляется в одном агрегате, то компрессор одноступенчатый. Последовательное сжатие рабочего тела в нескольких цилиндрах осуществляется в многоступенчатом компрессоре (по количеству ступеней).

Одноступенчатый компрессор. Различные по конструкции компрессоры характеризуются одинаковыми по сути термодинамическими процессами. Поэтому нет необходимости анализировать работу всего многообразия компрессоров, достаточно рассмотреть процессы, происходящие, например, в одноступенчатом поршневом компрессоре.

Одноступенчатый компрессор (рис. 1.26) представляет собой цилиндр *1* с охлаждающей рубашкой *3*, внутри которого движется поршень *2*. В крышке цилиндра имеются клапаны: впускной *5* и нагнетательный *4*. Поршень *2* имеет два крайних положения: верхнюю мертвую точку (ВМТ) и нижнюю мертвую точку (НМТ). Рабочий объем V_h цилиндра равен произведению расстояния между ВМТ и НМТ на площадь поршня. Объем V_0 между поршнем в ВМТ и крышкой цилиндра называется мертвым объемом. Обычно $V_0 = (0{,}04 - 0{,}10)\,V_h$.

При движении поршня *2* от НМТ влево впускной клапан *5* закрывается, и воздух, имеющийся в цилиндре, сжимается до давления p_2 (процесс *12* в *vp*-диаграмме) и выталкивается в воздушный ресивер (процесс *23*). При движении поршня в обратном направлении давление в цилиндре падает, клапан *4* закрывается, и воздух, сжатый в мертвом объеме V_0, расширяется (процесс *34*). В точке *4* давление в цилиндре равно давлению p_1 внешней среды, открывается клапан *5*, и происходит всасывание воздуха в цилиндр *1* из внешней среды. При обратном движении поршня сжимается новая порция воздуха.

Поскольку на ходе всасывания часть рабочего объема заполняется расширяющимся воздухом мертвого объема, вводится понятие объемного КПД компрессора

$$\varepsilon_к = (V_1 - V_4)/(V_1 - V_0). \qquad (1.241)$$

По мере увеличения давления p_2 ($p_{2'''} > p_{2''} > p_{2'}$, рис. 1.26) уменьшается количество поступающего в компрессор рабочего тела ($4''' - 1 < 4'' - 1 < 4' - 1$), объемный КПД $\varepsilon_к$ снижается, а температура сжатого воздуха возрастает. В связи с уменьшением $\varepsilon_к$ при росте

Компрессор – машина для сжатия воздуха или газа до избыточного давления не ниже 0,2 МПа.

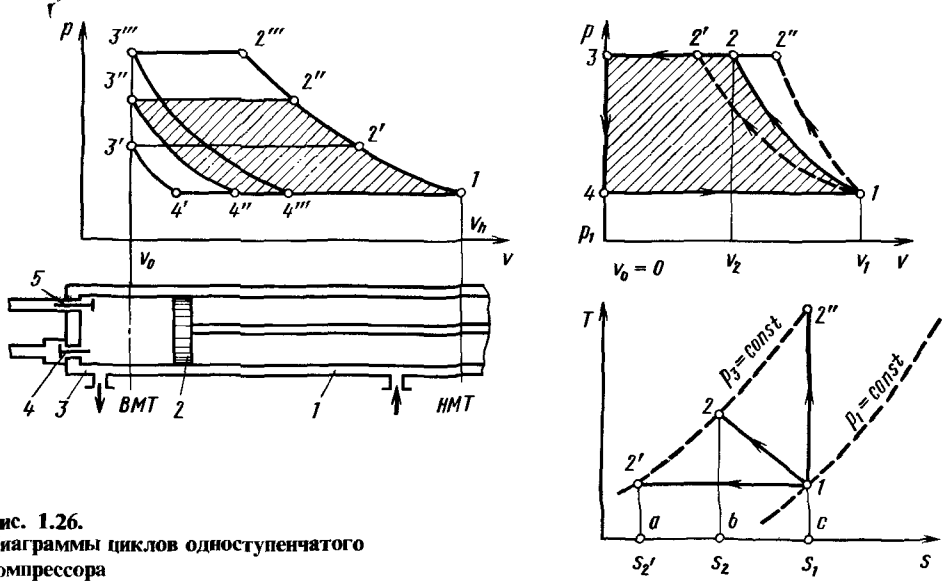


Рис. 1.26.
Диаграммы циклов одноступенчатого компрессора

p_2 давление p_2 в одноступенчатых компрессорах не превышает 0,8 – 1 МПа.

На значение $\varepsilon_к$ существенно влияет также значение мертвого объема V_0. В идеальном компрессоре $V_0 = 0$, поэтому в индикаторной диаграмме в vp-координатах (рис. 1.26) линия *34* совпадает с осью ординат. На этой диаграмме *12*, *12'* и *12''* – различные термодинамические процессы сжатия; *23* – процесс нагнетания; *41* – процесс всасывания свежего заряда.

Работа $l_к$ сжатия воздуха в идеальном компрессоре

$$l_к = l_{23} + l_{12} - l_{41}, \qquad (1.242)$$

где

$l_{23} = p_2 v_2$ и $l_{41} = p_1 v_1$.

Сжатие в компрессоре обычно является политропным процессом. В этом случае при $k = n$ и адиабатном сжатии l_{12} определяется уравнением (1.100) и выражением (1.87) при изотермном сжатии. С учетом этих зависимостей из формулы (1.242) получаем выражение для работы одноступенчатого компрессора:

при политропном сжатии

$$l_к = n p_1 v_1 [(p_2/p_1)^{(n-1)/n} - 1]/(n-1); \qquad (1.243)$$

адиабатном

$$l_к = k p_1 v_1 [(p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1]/(k-1); \qquad (1.244)$$

изотермном

$$l_к = p_1 v_1 \ln(p_2/p_1). \qquad (1.245)$$

Подставив формулу (1.97) в выражение (1.242), получим

$$l_к = k(p_2 v_2 - p_1 v_1)/(k-1) = kR(T_2 - T_1)/(k-1). \qquad (1.246)$$

Так как $k = c_p/c_v$ и $R = c_p - c_v$,

$$l_к = c_p(T_2 - T_1) = i_2 - i_1. \qquad (1.247)$$

В vp- и sT-диаграммах в точке *1* совмещены для сравнения три термодинамических процесса сжатия воздуха в одноступенчатом компрессоре: адиабатный *12''*, политропный *12* (воздух охлаждается, но так, что температура его все-таки увеличивается), и изотермный *12'* (температура воздуха сохраняется неизменной вследствие интенсивного охлаждения стенок цилиндра компрессора охлаждающей жидкостью). Из срав-

нения процессов очевидно, что за счет повышения интенсивности охлаждения можно уменьшить работу, расходуемую на сжатие газа в компрессоре. Однако на практике не удается обеспечить охлаждение настолько интенсивное, чтобы температура сжимаемого воздуха не повышалась, поэтому сжатие, как правило, является политропным процессом с показателем $k > n > 1$.

Для определения количества теплоты, отводимой от сжимаемого газа к охлаждающей воде, можно воспользоваться формулой (1.106); тогда

$$q = c_v(n-k)(T_2 - T_1)/(n-1), \qquad (1.248)$$

а при изотермном процессе – формулой (1.87). Из формул (1.209) и (1.247) видно, что работа одноступенчатого компрессора численно равна располагаемой работе:

$$l_к = l_0. \qquad (1.249)$$

Для определения удельной работы в одноступенчатом компрессоре можно воспользоваться уравнением (1.206), но представить его в виде

$$l_к = \Delta i - q. \qquad (1.250)$$

При адиабатном процессе сжатия *12″* теплообмен с внешней средой отсутствует ($q = 0$), а увеличение энтальпии в sT-диаграмме характеризуется площадью *c2″2′a*. При политропном сжатии *12* теплообмен определяется площадью *c12b*, а при изотермном – площадью *c12′a*:

$$q = T(s_{2_1} - s_1). \qquad (1.251)$$

С учетом изложенного работа сжатия при адиабатном процессе

$$l_к = \Delta i = i_{2_2} - i_1; \qquad (1.252)$$

политропном

$$l_к = i_2 - i_1 - q; \qquad (1.253)$$

изотермном

$$l_к = T(s_1 - s_{2_1}). \qquad (1.254)$$

Турбокомпрессоры часто используются для сжатия рабочего тела. Сжимаемому газу при этом сообщается на выходе скорость w_2, бóльшая скорости w_1 газа на входе. Если пренебречь разницей уровней (по высоте) сечений канала движения газа в турбокомпрессоре на входе и выходе и принять $\Delta h \approx 0$, то уравнение первого закона термодинамики для рассматриваемого случая

$$q = i_2 - i_1 + 0{,}5(w_2^2 - w_1^2) + l_{тех}. \qquad (1.255)$$

Техническая работа $l_{тех}$ расходуется турбокомпрессором на сжатие газа, поэтому $-l_{тех} = l_к$

$$l_к = i_2 - i_1 + 0{,}5(w_2^2 - w_1^2) - q. \qquad (1.256)$$

При отсутствии теплообмена с внешней средой ($q \approx 0$) в дифференциальной форме

$$dl_к = di + 0{,}5dw^2. \qquad (1.257)$$

Если скорость на выходе из турбокомпрессора приблизительно равна скорости газа на входе и кинетическая энергия потока не меняется, то $0{,}5dw^2 \approx 0$ и $dl_к = di$, что соответствует работе сжатия газа в поршневых одноступенчатых компрессорах [см. формулу (1.247)] без теплообмена с внешней средой.

Многоступенчатый компрессор. Для сжатия воздуха до высокого давления используются многоступенчатые компрессоры (рис. 1.27), между ступенями которых устанавливаются теплообменники *5*, обеспечивающие охлаждение воздуха, сжатого в предыдущей ступени. Атмосферный воздух через впускной клапан *3* засасывается в цилиндр *1* первой ступени, затем поршнем *2* сжимается политропно (процесс *1′2′*, рис. 1.28) и через клапан *4* (см. рис. 1.27) подается в холодильник *5*,

Турбокомпрессор – центробежный или осевой лопаточный компрессор для сжатия и подачи воздуха или газа.

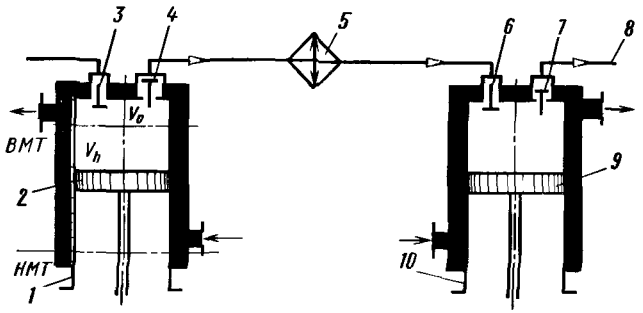


Рис. 1.27.
Схема двухступенчатого компрессора

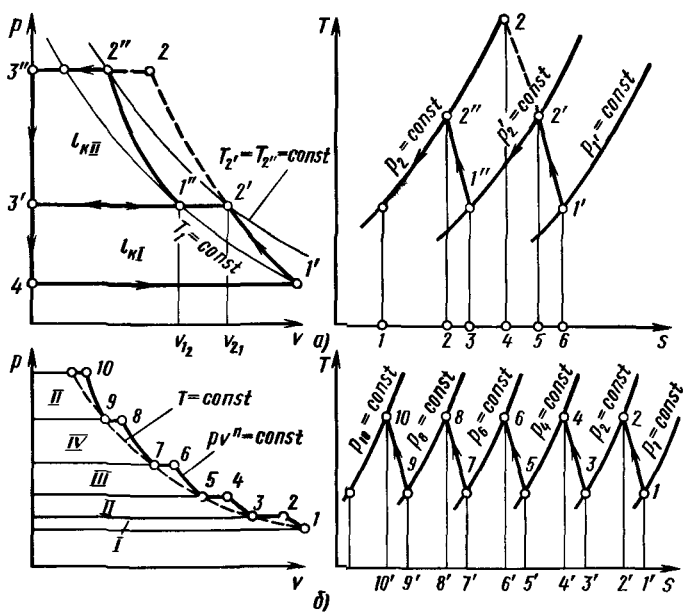
где охлаждается до начальной температуры (процесс *2'1"* в *sT*-диаграмме, см. рис. 1.28) и через клапан *6* (см. рис. 1.27) впускается в цилиндр *10* второй ступени. Так как температура воздуха при неизменном давлении уменьшилась, соответственно понизился и его удельный объем от v_{2_1} до v_{1_2} (см. *vp*-диаграмму, рис. 1.28). Затем охлажденный воздух поршнем *9* (см. рис. 1.27) сжимается во второй ступени (процесс *1"2"*, рис. 1.28) и через клапан *7* (см. рис. 1.27) по каналу *8* нагнетается в ресивер.

Благодаря промежуточному охлаждению воздуха в холодильнике выигрыш в работе численно равен площади *1"2'22"* на *vp*-диаграмме рис. 1.28. Теплота, отданная воздухом в холодильнике, определяется площадью под процессом *2'1"* на *sT*-диаграмме приближенно

$$q \approx 0{,}5(T_{2'} + T_{1''})(s_{2'} - s_{1''}) \qquad (1.258)$$

или более точно

Рис. 1.28.
Диаграммы процессов сжатия в многоступенчатом компрессоре:
а – двухступенчатом; *б* – пятиступенчатом



$$q = c_p(T_{2'} - T_{1''}) = i_{2'} - i_{1''}. \quad (1.259)$$

Для обеспечения наименьшей работы, расходуемой на компрессор, при проектировании многоступенчатых компрессоров обычно стремятся выполнить несколько условий: обеспечить равенство температур газа на входе во все ступени компрессора и на выходе из них, определенным образом распределить работу между ступенями.

Пусть, например, в двухступенчатом компрессоре $x = p_2/p_1$, $x_1 = p_{2'}/p_1$, $x_2 = p_2/p_{2'}$ и

$$x = x_1x_2. \quad (1.260)$$

Отношение давлений x задается при проектировании компрессора. При адиабатном сжатии воздуха в обеих ступенях компрессора

$$l_{к1} = kp_{1'}v_{1'}(x_1^{(k-1)/k} - 1)/(k-1) \quad (1.261)$$

и

$$l_{к2} = kp_{1''}v_{1''}(x_2^{(k-1)/k} - 1)/(k-1). \quad (1.262)$$

Если выполняется условие равенства температур, то $p_{1'}v_{1'} = p_{1''}v_{1''} = RT_{1'}$. Вся работа, затрачиваемая на сжатие газа, с учетом выражения (1.260)

$$l_{к\Sigma} = kRT_{1'}[x_1^{(k-1)/k} + (x/x_1)^{(k-1)/k} - 2]/(k-1) \quad (1.263)$$

будет минимальной при выполнении условия $dl_{к\Sigma}/dx_1 = 0$. Тогда

$$(k-1)x_1^{(k-1)/k}/k - (k-1)x^{(k-1)/k} \times x_1^{-(k-1)/(k-1)}/k = 0$$

или

$$x_1 = \sqrt{x}. \quad (1.264)$$

Из соотношения (1.260) $x_2 = \sqrt{x}$. Так как $p_{1'}v_{1'} = p_{1''}v_{1''}$ и $x_1 = x_2$, в соответствии с формулами (1.261) и (1.262) $l_{к1} = l_{к2} = l_к$ и $l_{к\Sigma} = 2l_к$.

Аналогичным образом получено, что для m ступеней компрессора (рис. 1.28) распределение давления между ступенями должно быть таким, чтобы выполнялось условие $x_1 = x_2 = \ldots = x_m = \sqrt[m]{x}$.

На vp- и sT-диаграммах (см. рис. 1.28) показан процесс сжатия газа в пятиступенчатом компрессоре. Вследствие охлаждения воздуха в четырех промежуточных холодильниках общий процесс сжатия *12*, *34*, *56* и т. д. приближается к изотермному сжатию *1357* (рис. 1.28), что дает дополнительную экономию в работе.

Количество теплоты, переданное воздухом в промежуточных холодильниках, может быть найдено по sT-диаграмме при подсчете суммарной площади. В многоступенчатом компрессоре $p_2 = xp_1$; $p_4 = x^2p_1$; $p_6 = x^3p_1$ и т. д. Суммарная работа $l_{к\Sigma}$, расходуемая на сжатие воздуха от начального $p_н$ до конечного давления $p_к$, $l_{к\Sigma} = ml_к$. Диаметры цилиндров ступеней компрессора уменьшаются по мере увеличения давления сжимаемого воздуха. Соотношения рабочих объемов цилиндров нетрудно получить, так как точки *1*, *3*, *5* и *7* расположены на одной изотерме. В связи с этим $v_3 = v_1(p_1/p_3) = v_1/x$; $v_5 = v_3(p_3/p_5) = v_3/x = v_1/x^2$ и т. д.

1.6. Циклы тепловых двигателей и установок

Термодинамические циклы тепловых машин идеализируют следующим образом:

все процессы являются обратимыми и протекают с одним и тем же количеством рабочего тела;

химический состав рабочего тела постоянен;

подвод теплоты к рабочему телу осуществляется через стенки цилиндра от некоторого источника;

процессы сжатия и расширения рабочего тела являются адиабатными;

теплота от рабочего тела передается через стенки цилиндров холодному источнику теплоты;

теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры;

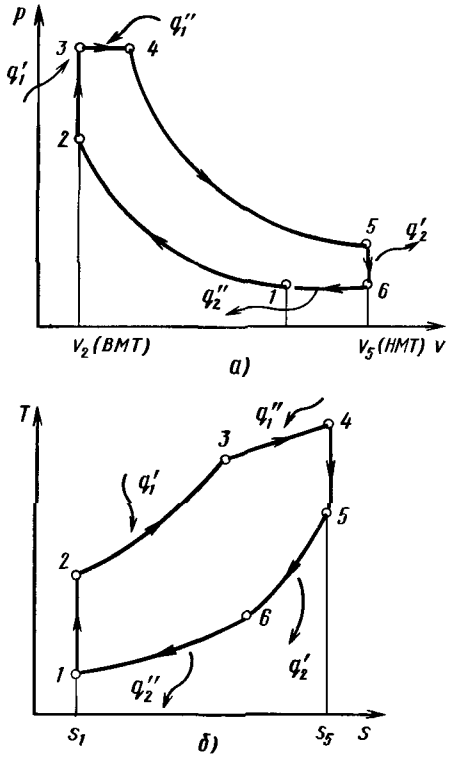


Рис. 1.29.
Диаграммы обобщенного цикла теплового двигателя

рабочее тело считается идеальным газом.

Анализ термодинамических циклов различных тепловых двигателей показывает, что любой цикл может рассматриваться как частный случай обобщенного цикла (рис. 1.29). Подвод теплоты происходит сначала при изохорном процессе *23*, а затем при изобарном процессе *34*. Отвод теплоты холодному источнику осуществляется вначале при изохорном процессе *56*, а затем при изобарном *61*.

Параметрами, характеризующими обобщенный цикл, являются:

степень сжатия

$$\varepsilon = v_1/v_2;$$

степень повышения давления

$$\lambda = p_3/p_2;$$

степень предварительного расширения

$$\rho = v_4/v_2;$$

степень падения давления

$$\lambda_p = p_5/p_6;$$

степень сокращения объема

$$\varepsilon_v = v_6/v_1.$$

Количество удельной теплоты, подведенной в обобщенном цикле от горячего источника, $q_1 = q_1' + q_1''$. Количество удельной теплоты, переданное от рабочего тела холодному источнику, $q_2 = q_2' + q_2''$. Следовательно,

$$\left.\begin{aligned} &q_1 = c_V(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) \\ &\text{и} \\ &q_2 = c_V(T_5 - T_6) + c_p(T_6 - T_1). \end{aligned}\right\} \quad (1.265)$$

Степень сжатия – отношение объемов в цилиндре двигателя при положениях поршня в начале и конце процесса сжатия.

Степень повышения давления – отношение наибольшего давления в цилиндре двигателя, образовавшегося в результате подвода теплоты, к давлению в конце процесса сжатия.

Степень предварительного расширения – отношение объемов в конце и начале подвода теплоты к рабочему телу при постоянном давлении.

Степень падения давления – отношение давлений в начале и конце отвода теплоты от рабочего тела к холодному источнику при постоянном объеме.

Степень сокращения объема – отношение объемов в начале и конце отвода теплоты от рабочего тела к холодному источнику при постоянном давлении.

Эти величины могут быть подсчитаны через параметры цикла. Так как процесс *12* адиабатный, $T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}$ и

$$T_2 = T_1\varepsilon^{k-1}. \quad (1.266)$$

Для изохорного процесса *23* $T_3/T_2 = p_3/p_2 = \lambda$, $T_3 = T_2\lambda$ или с учетом формулы (1.266)

$$T_3 = T_1\varepsilon^{k-1}\lambda. \quad (1.267)$$

При изобарном процессе *34* $T_4/T_3 = v_4/v_3 = \rho$, поэтому $T_4 = T_3\rho$ или с учетом формулы (1.267)

$$T_4 = T_1\lambda\rho\varepsilon^{k-1}. \quad (1.268)$$

Процесс *56* отвода теплоты изохорный, $T_5/T_6 = p_5/p_6 = \lambda_p$, откуда

$$T_5 = T_6\lambda_p. \quad (1.269)$$

Процесс *61* отвода теплоты изобарный, поэтому $T_6/T_1 = v_6/v_1 = \varepsilon_v$ и

$$T_6 = T_1\varepsilon_v. \quad (1.270)$$

С учетом выражения (1.270) формулу (1.269) представим как

$$T_5 = T_1\varepsilon_v\lambda_p. \quad (1.271)$$

С помощью соотношений (1.266)–(1.268), (1.270) и (1.271) уравнения (1.265) преобразуем к виду

$$q_1 = c_V T_1\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \quad (1.272)$$

и

$$q_2 = c_V T_1[\varepsilon_v(\lambda_p - 1) + k(\varepsilon_v - 1)]. \quad (1.273)$$

Термический КПД цикла определяется по формуле (1.121), которая с учетом выражений (1.272) и (1.273) приводится к виду

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\frac{\varepsilon_v(\lambda_p - 1) + k(\varepsilon_v - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (1.274)$$

Работа цикла

$$l_ц = q_1 - q_2 = c_V T_1\varepsilon^{k-1}[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1) - \varepsilon_v(\lambda_p - 1)/\varepsilon^{k-1} - k(\varepsilon_v - 1)/\varepsilon^{k-1}] \quad (1.275)$$

или после некоторых преобразований

$$l_ц = c_V T_1\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]\eta_t = q_1\eta_t. \quad (1.276)$$

Здесь η_t определяется выражением (1.274). Формулы (1.274) и (1.276) позволяют найти $l_ц$ и η_t для каждого конкретного цикла.

Циклы поршневых двигателей

Двигатели внутреннего сгорания работают по различным циклам: смешанному (рис. 1.30, *а*); с подводом теплоты при постоянном объеме (рис. 1.30, *б*); с подводом теплоты при постоянном давлении (рис. 1.30, *в*).

Сравнение обобщенного цикла (см. рис. 1.29) со смешенным (см. рис. 1.30, *а*) показывает, что в смешанном цикле $\varepsilon_v = 1$. Параметр $\lambda_p = p_5/p_1$ может быть преобразован так:

$$\lambda_p = \frac{p_5}{p_4}\frac{p_4}{p_1} = \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^k\frac{p_4}{p_1} = \left(\frac{v_4}{v_3}\frac{v_3}{v_1}\right)^k\frac{p_4 p_2}{p_2 p_1}.$$

Поскольку $v_4/v_3 = \rho$, $v_1/v_2 = v_1/v_3 = \varepsilon$, $p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k = \varepsilon^k$ и $p_4/p_2 = \lambda$, то $\lambda_p = \lambda\rho^k$. С учетом полученного соотношения термический КПД

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (1.277)$$

Работа $l_ц$ цикла определяется формулой (1.276), в которой η_t подсчитывается по уравнению (1.277), а q_1 – по уравнению (1.272).

Одним из важнейших показателей работы двигателей внутреннего сгорания является среднее цикловое давление p_t, определяемое отношением удельной работы $l_ц$ цикла к рабочему объему цилиндра двигателя (рис. 1.30, *а*):

$$p_t = l_ц/V_h = l_ц/(v_1 - v_2). \quad (1.278)$$

Подставим $l_ц$ из формулы (1.276) и после некоторых преобразований получим

$$p_t = p_2[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]\eta_t/[(k - 1)(\varepsilon - 1)], \quad (1.279)$$

где η_t определяется выражением (1.277).

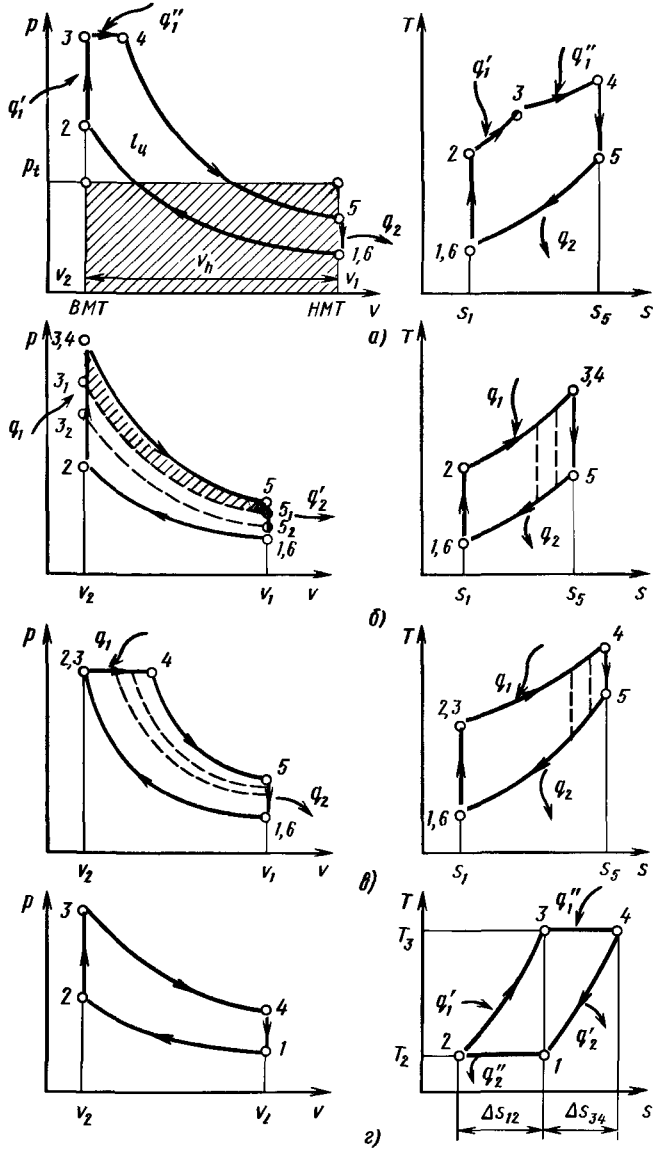


Рис. 1.30.
Диаграммы циклов двигателей:
а — смешанный; *б* — с подводом теплоты при v = const, *в* — с подводом теплоты при p = const; *г* — Стирлинга

В двигателях внутреннего сгорания с воспламенением рабочей смеси около ВМТ от электрической искры время сгорания очень мало, поэтому можно принять, что процесс подвода теплоты осуществляется при постоянном объеме (рис. 1.30, *б*).

Сравнение циклов на рис. 1.30, *а, б* свидетельствует о том, что в цикле на рис. 1.30, *б* $v_4 = v_2$, поэтому $\rho = 1$, и формула (1.277) преобразуется к виду

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}. \qquad (1.280)$$

Таким образом, термический КПД цикла с подводом теплоты при постоянном объеме зависит от свойств рабочего тела (k) и конструкции двигателя (ε).

Нагрузка на двигатель в термодинамическом цикле характеризуется количеством теплоты, подводимой к рабочему телу от горячего источника. Для цикла с подводом теплоты при постоянном объеме

$$q_1 = c_V T_2 (\lambda - 1).$$

Следовательно, удельная тепловая нагрузка при заданных значениях c_V и T_2 пропорциональна степени повышения давления λ и не зависит от степени сжатия. Термический КПД рассматриваемого цикла при изменении нагрузки не меняется. На рис. 1.30, *б* штриховыми линиями показаны процессы расширения рабочего тела при снижении удельной тепловой нагрузки.

В соответствии с формулой (1.278) среднее давление цикла

$$p_t = p_2 (\lambda - 1) \eta_t / (\varepsilon - 1)(k - 1),$$

где η_t определяется формулой (1.280).

С увеличением количества подведенной теплоты (ростом λ) среднее давление цикла повышается. У двигателей внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия процесс подвода теплоты к рабочему телу принимается изобарным (рис. 1.30, *в*). Из рис. 1.30, *а*, *в* видно, что в цикле с подводом теплоты при постоянном давлении $p_3 = p_2$, поэтому $\lambda = 1$, и выражение (1.277) преобразуется к виду

$$\eta_t = 1 - (\rho^k - 1)/[\varepsilon^{k-1} k (\rho - 1)]. \qquad (1.281)$$

Термический КПД рассматриваемого цикла увеличивается при возрастании степени сжатия ε и уменьшается при повышении степени предварительного расширения ρ. При росте количества подведенной теплоты величина ρ возрастает, а $\varepsilon = \text{const}$. Следовательно, термический КПД цикла (рис. 1.30, *в*) уменьшается.

Среднее давление цикла определяется формулой (1.279). Если принять $\lambda = 1$, то

$$p_t = p_2 k (\rho - 1) \eta_t / [(\varepsilon - 1)(k - 1)],$$

где η_t рассчитывается по формуле (1.281).

В двигателе Стирлинга внешний подвод теплоты осуществляется через теплопроводящую стенку. Рабочее тело находится в замкнутом пространстве и во время работы не заменяется. Работа двигателя Стирлинга условно может быть разделена на четыре термодинамических процесса (рис. 1.30, *г*). В процессе *12* холодное рабочее тело сжимается при таком интенсивном отводе теплоты q_2'', что температура его не меняется (процесс изотермный). В процессе *23* поршень-вытеснитель перемещает рабочее тело из холодной полости в горячую так, что $v_2 = \text{const}$, а температура увеличивается от T_2 до T_3 за счет подвода теплоты q_1'. В процессе *34* $T_3 = \text{const}$ в связи с одновременным подводом теплоты q_1'' и расширением от v_3 до v_4.

Затем поршень-вытеснитель, перемещаясь в обратном направлении, выталкивает рабочее тело из горячей полости в холодную при объеме $v_4 = v_1 = \text{const}$. Особенностью двигателя Стирлинга являются перемещения рабочего тела из холодной полости в горячую и обратно через регенератор, который, осуществляя полную регенерацию, периодически то нагревается, воспринимая теплоту от рабочего тела, то охлаждается, отдавая теплоту рабочему телу.

В цикле совершается полезная работа [см. уравнение (1.119)]

$$l_ц = q_1' + q_1'' - q_2' - q_2''.$$

Изменения энтропии при изотермных процессах

$$\Delta s_{34} = R \ln (v_4/v_3); \quad \Delta s_{12} = R \ln (v_1/v_2).$$

Так как $v_1 = v_4$ и $v_2 = v_3$, $\Delta s_{34} = \Delta s_{12} = \Delta s_T$, т. е. линии изохорных процессов цикла Стирлинга в sT-диаграмме эквидистантны. Следовательно, $q_1' = q_2'$ при идеальном регенераторе (без учета потерь). С учетом изложенного

$l_ц = q_1'' - q_2'' = T_3 \Delta s_{34} - T_1 \Delta s_{12} = (T_3 - T_1)\Delta s_T$.

Удельное количество теплоты, передаваемой рабочему телу от внешнего источника,

$q_1'' = T_3 \Delta s_T$.

Термический КПД цикла Стирлинга

$$\eta_t = \frac{l_ц}{q_1} = \frac{l_ц}{q_1''} = \frac{(T_3 - T_1)\Delta s_T}{T_3 \Delta s_T} = 1 - \frac{T_1}{T_3}.$$

Таким образом, термический КПД цикла Стирлинга равен термическому КПД цикла Карно – важное свойство цикла Стирлинга. Следует отметить, что обратный цикл Стирлинга используется в криогенных установках.

Циклы газотурбинных установок и реактивных двигателей

В газотурбинных установках подвод теплоты к рабочему телу происходит при $p = \text{const}$ или $v = \text{const}$ (рис. 1.31).

В первом случае сначала осуществляется процесс *12* адиабатного сжатия рабочего тела в компрессоре, затем процесс *34* изобарного подвода теплоты q_1, процесс *45* адиабатного расширения до давления внешней среды. Изобарный процесс *61* – процесс отдачи теплоты q_2 холодному источнику (внешней среде).

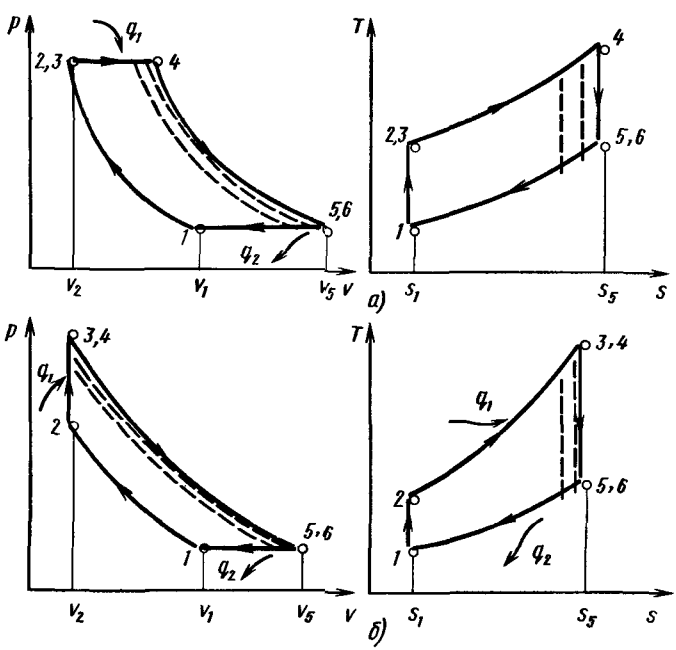
Сравнение циклов, приведенных на рис. 1.29 и 1.31, показывает, что в рассматриваемом цикле $\lambda_p = \lambda = 1$. Формула (1.274) в этом случае получает вид

$$\eta_t = 1 - (\varepsilon_v - 1)/[\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)].$$

Но параметр $\varepsilon_v = v_6/v_1 = v_5/v_1$ может быть преобразован так, что

$$\varepsilon_v = \frac{v_5}{v_1}\frac{v_4}{v_4} = \left(\frac{p_4}{p_5}\right)^{1/k}\frac{v_4}{v_2}\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_4}{p_2}\frac{p_2}{p_5}\right)^{1/k}\frac{v_4}{v_2}\frac{v_2}{v_1}.$$

Рис. 1.31.
Диаграммы циклов газотурбинных установок с подводом теплоты:
а – при $p = \text{const}$, *б* – при $v = \text{const}$



Так как $p_4/p_2 = \lambda = 1$; $p_2/p_5 = p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k = \varepsilon^k$, $v_4/v_2 = \rho$, $v_2/v_1 = 1/\varepsilon$, параметр $\varepsilon_v = \rho$. Таким образом, для рассматриваемого цикла термический КПД определяется формулой (1.280).

Для циклов газотурбинных установок часто вместо степени сжатия ε принимают параметр $\omega_k = p_2/p_1$, характеризующий увеличение давления воздуха при сжатии в компрессоре. Так как $\omega_k = \varepsilon^k$,

$$\eta_t = 1 - 1/\omega_k^{(k-1)/k}.$$

Согласно формуле (1.280) термический КПД цикла зависит от работы компрессора, сжимающего воздух, и свойств рабочего тела (показателя k адиабаты). Чем выше показатель k адиабаты, больше сжатие воздуха компрессором (больше ε или ω_k), тем выше η_t.

При изменении нагрузки газотурбинной установки (процесс расширения нового цикла показан штриховыми линиями на рис. 1.31, *а*) степень сжатия и показатель адиабаты не меняются, что свидетельствует о том, что термический КПД $\eta_t = \text{const}$.

В соответствии с формулой (1.276) при $\lambda_p = 1$, $\lambda = 1$, $\varepsilon_v = \rho$ удельная работа цикла

$$l_ц = p_2 v_2 (\rho - 1) k \eta_t/(k - 1), \qquad (1.282)$$

где η_t определяется по формуле (1.280).

Цикл с изохорным подводом теплоты показан на рис. 1.31, *б*. Так как в данном цикле $\lambda_p = 1$, $\rho = 1$ и

$$\varepsilon_v = \frac{v_5}{v_1} = \frac{v_5}{v_4}\frac{v_4}{v_1} = \left(\frac{p_4}{p_5}\right)^{1/k}\frac{v_2}{v_1} =$$

$$= \left(\frac{p_4}{p_2}\frac{p_2}{p_5}\right)^{1/k}\frac{v_2}{v_1} = \lambda^{1/k},$$

формула (1.274) имеет вид

$$\eta_t = 1 - k(\lambda^{1/k} - 1)/\varepsilon^{k-1}(\lambda - 1). \qquad (1.283)$$

С увеличением степени повышения давления λ и степени сжатия ε термический КПД цикла газотурбинной установки с изохорным подводом теплоты увеличивается. С помощью формулы (1.276) можно определить работу рассматриваемого цикла. При $\lambda_p = 1$, $\rho = 1$ и $\varepsilon_v = \lambda^{1/k}$

$$l_ц = p_2 v_2 (\lambda - 1) \eta_t/(k - 1), \qquad (1.284)$$

где η_t определяется выражением (1.283).

Реактивные двигатели делят на воздушно-реактивные, в которых в качестве окислителя используется кислород атмосферного воздуха, и ракетные, не использующие атмосферный воздух. Термодинамические процессы, составляющие цикл воздушно-реактивного двигателя, осуществляются в нескольких элементах.

В двигателях с дозвуковыми скоростями полета адиабатное сжатие воздуха происходит сначала в диффузоре (процесс *11'*, рис. 1.32, *а*) под воздействием набегающего потока воздуха, затем в компрессоре (процесс *1'2*). Сжатый до давления p_2 воздух подается в камеры сгорания, где при постоянном давлении к нему подводится удельное количество теплоты q_1 (процесс *24*). Из камер сгорания газ – рабочее тело – подается на лопатки газовой турбины, где частично расширяется (процесс *44'*) без теплообмена с внешней средой. При этом турбина совершает положительную работу, численно равную площади *344'4"* в *vp*-диаграмме, расходуемую компрессором на сжатие воздуха (площадь *1"1'23*). Дальнейшее адиабатное расширение газов (процесс *4'5*) происходит в реактивном сопле до давления внешней среды (точка *5*). Горячие выпускные газы после двигателя охлаждаются при давлении внешней среды, отдавая ей удельное количество теплоты q_2 (процесс *51*).

Сравнение термодинамических циклов (рис. 1.31, *а* и рис. 1.32, *а*) показывает, что они полностью совпадают. Поэтому термический КПД цикла воздушно-реактивного двигателя определяется формулой (1.280), а работа – формулой (1.282).

Воздушно-реактивные двигатели, относящиеся к бескомпрессорным, делят

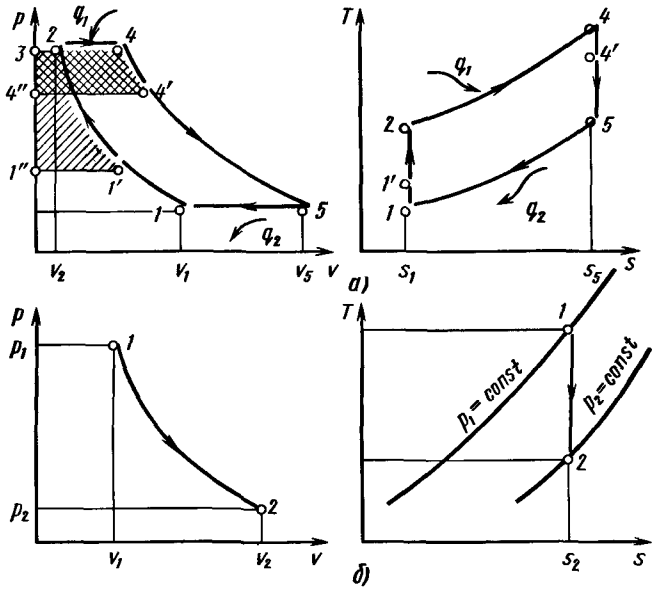


Рис. 1.32.
Диаграммы циклов реактивных двигателей:
а – турбокомпрессорного с подводом теплоты при $p = \text{const}$; *б* – процесс истечения рабочего тела из сопла жидкостного ракетного двигателя

на прямоточные и пульсирующие. При большой скорости поступательного движения двигателя воздух, попадая в диффузор, тормозится, динамический напор преобразуется в статическое давление. Сжатый таким образом воздух в камере сгорания вместе с топливом образует горячую смесь, продукты сгорания которой подаются в сопло. Тяга двигателя создается прямой реакцией вытекающей струи.

При сверхзвуковых скоростях полета воздух попадает во входной канал двигателя со сверхзвуковой скоростью. Для возможно более полного преобразования скоростного напора в давление в сверхзвуковых двигателях используют диффузоры сложной формы с конической иглой. Форма канала, образуемая диффузором и иглой, позволяет снизить скорость воздуха и повысить его давление до уровня, необходимого для сжигания топлива в камере сгорания.

В идеальном цикле прямоточного воздушно-реактивного двигателя процесс сжатия воздуха *12* (рис. 1.32, *а*) является адиабатным. Подвод теплоты q_1 происходит в камере сгорания при постоянном давлении p_2 (процесс *24*), после чего в реактивном сопле осуществляется адиабатное расширение (процесс *45*) до давления внешней среды. Процесс *51* отдачи теплоты от рабочего тела внешней среде – изобарный. Таким образом, диаграмма цикла прямоточного воздушно-реактивного двигателя по форме совпадает с диаграммой цикла турбореактивного двигателя.

В бескомпрессорном пульсирующем воздушно-реактивном двигателе воздух сжимается в диффузоре адиабатно *12* (см. рис. 1.31, *б*), сгорание рабочей смеси осуществляется в изолированном объеме (изохорный процесс *24*). Продукты сгорания при движении в конфузоре и выпускной трубе расширяются адиабатно до давления внешней среды (процесс *45*), затем происходит изобарный процесс охлаждения – отдача теплоты

от рабочего тела внешней среде (процесс *51*).

Термический КПД цикла пульсирующего воздушно-реактивного двигателя определяется по формуле (1.283), а работа цикла – по формуле (1.284), поэтому с ростом тепловой нагрузки двигателя (увеличение количества подведенной теплоты q_1) увеличивается как термический КПД, так и работа цикла.

В камеру сгорания жидкостного ракетного двигателя специальными насосами подаются жидкое топливо и жидкий окислитель. В камере сгорания топливо сгорает, а образовавшиеся при этом газообразные продукты сгорания при движении по соплу расширяются по адиабате *12* (рис. 1.32, *б*). При работе ракетного двигателя на расчетном режиме давление газов на срезе сопла оказывается равным (точка *2*) давлению внешней среды.

Термический КПД двигателя можно рассчитать в виде отношения полезной удельной работы

$$l_д = i_1 - i_2 \qquad (1.285)$$

к удельному количеству теплоты q_1. Так как процесс адиабатного расширения *12* является одновременно и процессом адиабатного истечения рабочего тела из камеры сгорания во внешнюю среду, полезная внешняя работа $l_д$ одновременно является располагаемой l_0. В соответствии с этим согласно формуле (1.198)

$$l_д = 0{,}5w^2, \qquad (1.286)$$

где w – скорость истечения рабочего тела из сопла.

Таким образом, термический КПД двигателя можно представить в виде

$$\eta_t = 0{,}5w^2/q_1. \qquad (1.287)$$

В ракетных двигателях твердого топлива шашки с топливом находятся непосредственно в камере сгорания. Горючее и окислитель, содержащиеся в твердом топливе, до воспламенения не реагируют между собой. При воспламенении твердого топлива (при пуске двигателя) образуются газы (продукты сгорания), которые, расширяясь по адиабате *12* (рис. 1.32, *б*), выбрасываются через сопло с большой скоростью и создают реактивную тягу.

Способы повышения термического КПД тепловых двигателей

Для выявления способов повышения термического КПД тепловых двигателей целесообразно их циклы сравнить с циклом, характеризующимся наибольшим термическим КПД, – циклом Карно, который имеет тот же температурный перепад, что и сравниваемый с ним цикл. Так как термический КПД цикла Карно, определяемый выражением (1.124), является наибольшим при выбранных значениях T_2 и T_1, любой другой цикл, протекающий в этом же интервале температур, будет тем эффективнее, чем ближе его термический КПД к термическому КПД цикла Карно.

Другим методом анализа циклов является нахождение для исследуемых циклов эквивалентных циклов Карно и последующее их сравнение между собой, этот метод предложен в 1939 г. В. С. Мартыновским.

Как известно, термический КПД любого цикла тепловой машины определяется выражением (1.121). Удельное количество теплоты

$$q_2 = \int T_2\, ds \quad \text{и} \quad q_1 = \int T_1\, ds,$$

где T_2 и T_1 – текущая температура процессов, в которых соответственно отводится и подводится теплота.

Каждый цикл тепловой машины протекает в определенном интервале изменения энтропии Δs, поэтому всегда можно построить некоторые изотермные процессы подвода и отвода теплоты, протекающие в интервале Δs так, что количество подведенной и отведенной в них теплоты равно соответственно величинам q_1 и q_2 анализируемого цикла. В этом случае

$$q_2 = T_{2ср}\Delta s \quad \text{и} \quad q_1 = T_{1ср}\Delta s, \qquad (1.288)$$

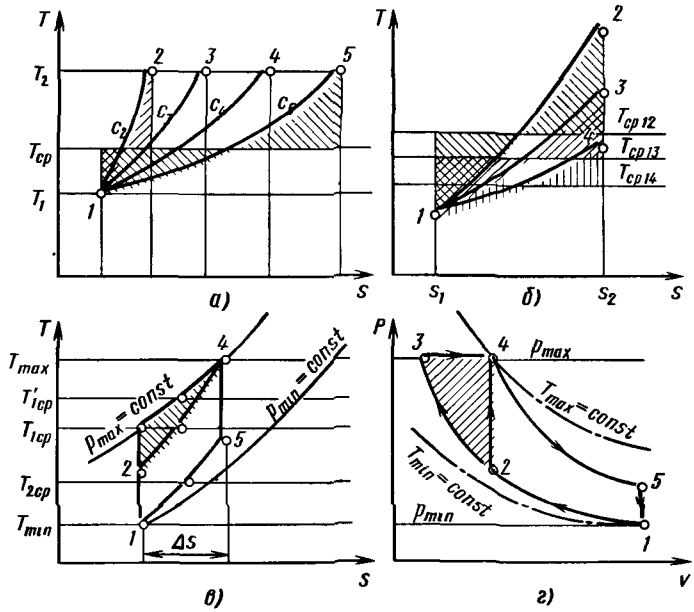


Рис. 1.33.
Диаграммы сравниваемых циклов тепловых двигателей:
а – $T_{ср} = \text{const}$ при $T_2 = T_1 = \text{const}$;
б – $T_{ср} = \text{var}$ при $c_2 < c_3 < c_4 < c_5$;
в – $p_{max} - p_{min} = \text{const}$; *г* – $T_{max} - T_{min} = \text{const}$

откуда среднепланиметрическая температура

$$T_{2ср} = \int T_2\, ds/\Delta s \text{ и } T_{1ср} = \int T_1\, ds/\Delta s. \quad (1.289)$$

Подставив выражение (1.288) в формулу (1.121), получим

$$\eta_t = 1 - T_{2ср}/T_{1ср}. \quad (1.290)$$

Сравним формулы (1.290) и (1.124): они идентичны. Следовательно, формула (1.290) определяет термический КПД некоторого эквивалентного цикла Карно, равный термическому КПД исследуемого цикла. Таким образом, любой цикл тепловой машины может быть заменен эквивалентным циклом Карно с температурами $T_{2ср}$ и $T_{1ср}$. При наличии *sT*-диаграммы среднепланиметрическая температура может быть определена планиметрированием площадей треугольников (рис. 1.33, *а*). Средняя температура процесса должна быть выбрана так, чтобы площади треугольников были одинаковые.

Любой термодинамический политропный процесс, протекающий в заданном интервале температур T_2 и T_1, имеет одну и ту же среднюю температуру $T_{ср}$ (рис. 1.33, *а*). Если сравниваемые процессы протекают в одном и том же интервале изменения энтропии (рис. 1.33, *б*), то наибольшую среднюю температуру имеет процесс с наименьшей теплоемкостью.

Действительно, чем ниже теплоемкость рабочего тела выбранного процесса, тем меньше длина касательной к кривой процесса в *sT*-диаграмме и интенсивнее изменяется температура рабочего тела. Поэтому $T_{ср_{1\,2}} > T_{ср_{1\,3}} > T_{ср_{1\,4}}$. Чтобы воспользоваться методом замены термодинамических процессов отвода и подвода теплоты изотермными процессами со средними планиметрическими температурами, анализируемые циклы необходимо представить в *sT*-диаграмме в одинаковых границах температур T_{max} и T_{min}. Однако для определенности сравнения циклов это

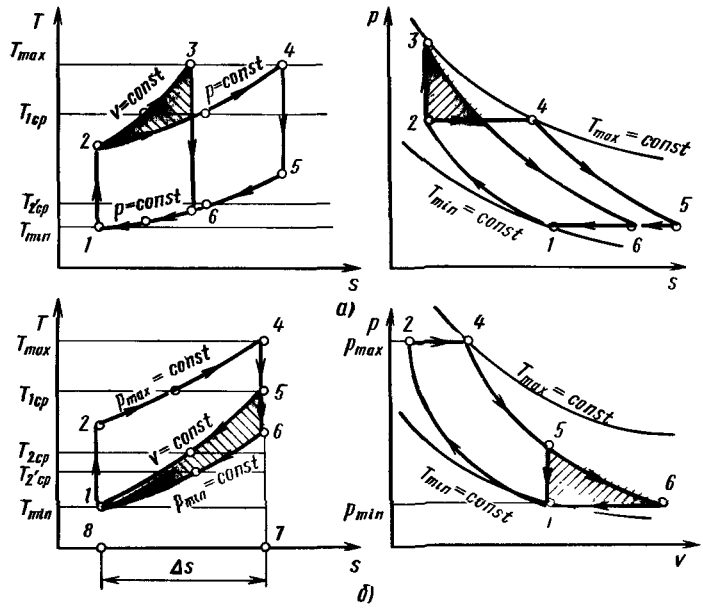


Рис. 1.34.
Диаграммы сравниваемых циклов тепловых двигателей при заданных условиях:

а – $T_{max} - T_{min}$; степени сжатия в компрессоре газовых турбин; *б* – $T_{max} - T_{min}$; подвод теплоты при $p = const$ в двигателях внутреннего сгорания и газовых турбинах

единственное условие является недостаточным, так как, например, степень сжатия может в широких пределах ее изменения влиять на термический КПД цикла при постоянных температурных границах. Следовательно, чтобы при рассматриваемом методе сравнения анализ циклов был определенным, необходимо одновременно с выбором температурных границ принять дополнительные условия, например, равенство количества теплоты, подведенной за цикл к рабочим телам (равенство нагрузок); равенство отдельных параметров (например, степени сжатия).

Так, при анализе циклов двигателей внутреннего сгорания наибольший интерес представляет сравнение циклов с изохорным и изобарным подводом теплоты. Пусть в выбранных циклах равны верхняя T_{max} и нижняя T_{min} температуры (рис. 1.33, *в*), максимальное p_{max} и минимальное p_{min} давления (рис. 1.33, *г*). При выбранных условиях отвод теплоты в обоих циклах происходит по одной и той же изохоре, поэтому температура T_{2cp} обоих циклов одна и та же. Теплота в обоих циклах подводится после адиабатного сжатия, но степень сжатия в цикле с изохорным подводом теплоты меньше, чем в цикле с изобарным подводом. Этим и обусловливается бóльшая средняя температура T'_{1cp} изобары *34*, по сравнению с T_{1cp} изохоры *24*. Поэтому цикл с изобарным подводом теплоты при выбранных условиях сравнения совершает бóльшую работу $l_ц$ (рис. 1.33, *г*) и более экономичен (термический КПД выше).

Аналогично можно сравнить, например, циклы газотурбинных установок с подводом теплоты в изохорном и изобарном процессах с одинаковыми степенями сжатия в компрессоре (процесс *12*, рис. 1.34, *а*). Подвод теплоты в обоих циклах осуществляется при постоянных теплоемкостях, в одинако-

вых пределах температур $T_{max} - T_{min}$. Поэтому средние планиметрические температуры процессов в обоих циклах одинаковы. Средняя планиметрическая температура процесса *51* отвода теплоты в цикле с изобарным подводом теплоты $T_{2\,cp}$ выше средней планиметрической температуры T_{2cp} процесса *61*. В связи с этим при выбранных условиях сравнения термический КПД цикла с изохорным процессом подвода теплоты выше термического КПД цикла с изобарным процессом подвода теплоты.

Изложенный метод сравнения циклов может быть использован при сопоставлении циклов, например, двигателей внутреннего сгорания и газотурбинных установок. На рис. 1.34, *б* показаны диаграммы циклов с подводом теплоты при $p = \text{const}$ двигателей внутреннего сгорания и газотурбинных установок, имеющие одинаковые температуры T_{max} и T_{min}. Кроме равенства интервала температур принимаются одинаковыми p_{max} и p_{min}. Средняя планиметрическая температура T_{1cp} процессов подвода теплоты в обоих циклах одна и та же. В этих циклах к рабочему телу подводится одно и то же количество теплоты (площадь *8247*, рис. 1.34, *б*). Средняя планиметрическая температура T_{2cp} изохорного процесса отвода теплоты выше T'_{2cp} изобарного процесса отвода теплоты, и, следовательно, при выбранных условиях сравнения термический КПД газотурбинной установки выше термического КПД двигателя внутреннего сгорания. Этот же вывод следует из *sT*-диаграммы циклов (подведенная теплота в обоих циклах одинаковая), а площадь цикла двигателя внутреннего сгорания меньше площади цикла газотурбинной установки на площадь *156*).

Приведенные примеры сравнительного анализа циклов показывают, что введение понятия средних планиметрических температур термодинамических процессов подвода и отвода теплоты в циклах, т. е. замена исследуемых циклов эквивалентными циклами Карно, в значительной степени облегчает анализ, делает его наиболее наглядным. Вместе с тем при использовании этого метода необходимо правильно выбирать дополнительные условия сравнения.

Поскольку газ, поступающий из турбины во внешнюю среду, имеет более высокую температуру, чем воздух на входе в камеру сгорания после сжатия его в компрессоре, теплоту уходящих газов можно использовать для повышения термического КПД теплового двигателя путем регенерации.

Регенерация широко используется в тепловых установках. Например, цикл газотурбинной установки с регенерацией и изобарным подводом теплоты (рис. 1 35, *а*) состоит из следующих термодинамических процессов: в компрессоре воздух сжимается адиабатно (процесс *12*), после чего поступает в теплообменник, где подогревается уходящими газами при постоянном давлении (изобара *28*).

Подогретый воздух подается в камеру сгорания; подогрев рабочего тела продолжается при постоянном давлении за счет теплоты q_1, переданной от горячего источника, т. е. теплоты, выделившейся при сгорании топлива (изобара *84*). Затем газ расширяется адиабатно в газовой турбине (процесс *45*), попадает в теплообменник и отдает теплоту воздуху при постоянном давлении в изобарном процессе *57*. Дальнейшее изобарное охлаждение *71* происходит вне установки передачей теплоты внешней среде.

При полной регенерации теплоты $T_2 = T_7$ и $T_5 = T_8$ (штриховыми линиями на рис. 1.35, *а* показаны изотермы),

Регенерация — использование теплоты отходящих газообразных продуктов сгорания для подогрева поступающего газообразного топлива, воздуха или их смеси.

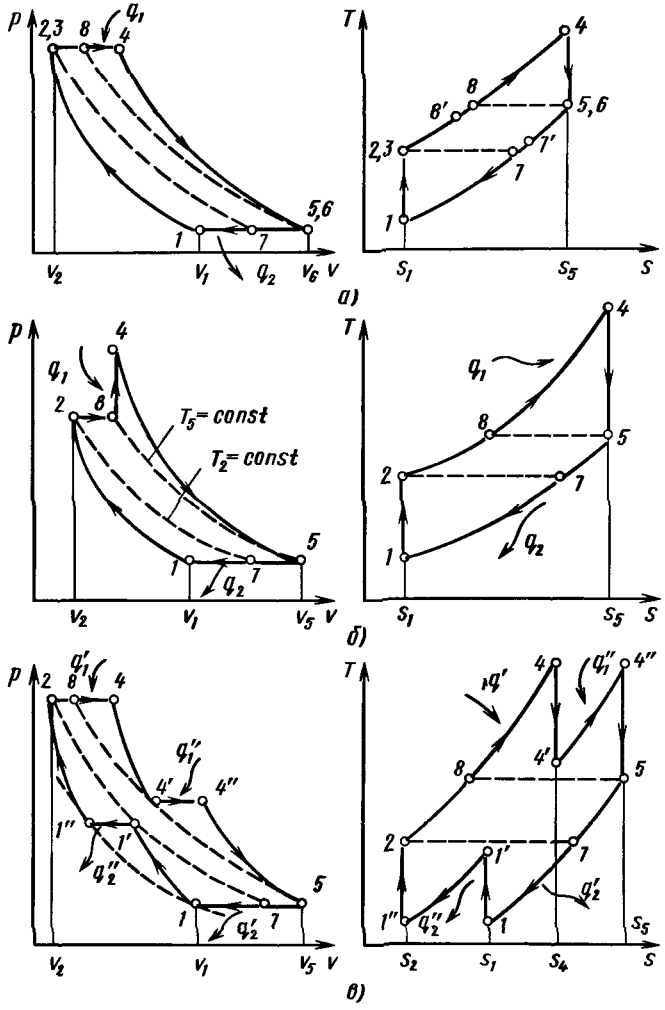


Рис. 1.35.
Диаграммы циклов тепловых двигателей при различных способах повышения термического КПД:
а и *б* – регенерация с подводом теплоты соответственно при $p = \text{const}$ и $v = \text{const}$;
в – промежуточные нагрев и охлаждение

поэтому $T_5 - T_7 = T_8 - T_2$. Количество теплоты, подведенной при наличии регенерации к рабочему телу в камере сгорания, $q_1 = c_p(T_4 - T_8)$, а количество теплоты, отданной холодному источнику теплоты, $q_2 = c_p(T_7 - T_1)$, поэтому термический КПД цикла с полной регенерацией

$$\eta_t = 1 - (T_7 - T_1)/(T_4 - T_8) = 1 - (T_2 - T_1)/(T_4 - T_5). \quad (1.291)$$

Так как $T_2 = T_1\varepsilon^{k-1}$, $T_4 = T_1\rho\varepsilon^{k-1}$, $T_5 = T_1\rho$,

$$\eta_t = 1 - 1/\rho.$$

В рассматриваемом цикле $\rho = T_5/T_1$, поэтому

$$\eta_t = 1 - T_1/T_5.$$

Чем выше температура T_5 и ниже T_1, тем больше термический КПД цикла с изобарным подводом теплоты и с полной регенерацией. В газотурбинных ус-

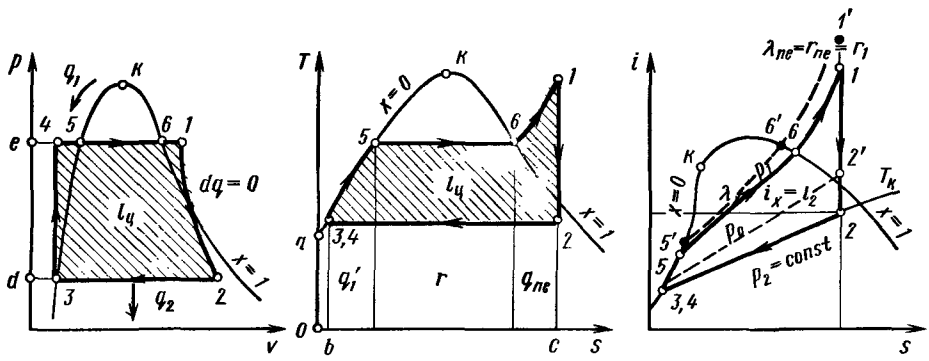


Рис. 1.36.
Диаграммы цикла Ренкина

тановках, имеющих цикл с изохорным подводом теплоты, регенерация также возможна (рис. 1.35, *б*).

Термический КПД газотурбинной установки можно повысить, введя ступенчатый подогрев рабочего тела и ступенчатое сжатие воздуха в компрессоре с охлаждением его между ступенями (рис. 1.35, *в*). Воздух, всасываемый из атмосферы, сжимается адиабатно (процесс *11'*) в первой ступени компрессора и подается в теплообменник, где охлаждается при постоянном давлении (процесс *1'1"*) до первоначальной температуры. После теплообменника сжатие воздуха продолжается (адиабата *1"2*) во второй ступени компрессора. Сжатый воздух подогревается в теплообменнике-регенераторе (изобара *28*) и поступает в камеру сгорания, в которой получает дополнительное количество теплоты q'_1 (изобара *84*) от горячего источника.

Рабочее тело с параметрами состояния в точке *4* подается в первую ступень газовой турбины, где происходит адиабатный процесс расширения *44'*. Отработавшее в первой ступени рабочее тело вновь подается в камеру сгорания и подогревается (изобара *4'4"*) при подводе количества теплоты q''_1. Во второй ступени газовой турбины рабочее тело расширяется (адиабата *4"5*), после чего поступает в теплообменник-регенератор, где отдает теплоту проходящему по змеевику воздуху (изобара *57*). Затем рабочее тело выходит в атмосферу и охлаждается (изобара *71*).

Чем больше промежуточных ступеней подогрева и охлаждения, тем выше термический КПД цикла. Однако по мере увеличения числа ступеней интенсивность роста термического КПД уменьшается, а стоимость установки возрастает. Поэтому выбор числа ступеней подогрева и охлаждения осуществляется с учетом экономических и конструктивных факторов.

1.7. Циклы паросиловых установок

Цикл Ренкина

Рабочим телом паросиловой установки является пар (чаще всего водяной). Вода, поступающая в котел, в объеме которого поддерживается постоянное давление, нагревается за счет теплоты q'_1, получаемой при сжигании топлива в топке (процесс *45*, рис. 1.36), и достигает температуры насыщения при заданном давлении p_1. При последующем подводе удельного количества теплоты

Цикл Ренкина – идеальный замкнутый процесс изменения состояния рабочего тела в простейшей паросиловой установке.

r получается сухой насыщенный пар (процесс *56*), затем перегретый (процесс *61*).

Полное удельное количество теплоты перегретого пара $\lambda_{пе} = q'_1 + r + q_{пе}$ и численно равно площади *0a3561c* в sT-диаграмме или с учетом соотношения (1.170) ординате точки *1* в si-диаграмме. Перегретый пар направляется в проточную часть турбины, сначала в каналы сопловой решетки (в реактивных турбинах в каналы направляющих и рабочих решеток), где происходит процесс *12* адиабатного расширения. Точка *2* находится в области влажного насыщенного пара, поэтому полная теплота пара в этом состоянии $\Lambda_2 = \Lambda_x$ определяется формулой (1.153) и численно равна площади *0a32c* в sT-диаграмме или, как следует из соотношения (1.158), ординате точки *2* в si-диаграмме.

Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор, в котором охлаждающей водой от пара отбирается количество теплоты q_2, пар конденсируется (процесс *23*) и превращается в воду (конденсат) с параметрами состояния в точке *3*. Затем конденсат насосом возвращается в котел (точка *4*). Обычно при анализе таких циклов вода принимается в качестве несжимаемого тела, поэтому процесс *34* подачи воды насосом принимается изохорным.

Так как нижняя пограничная кривая расположена вблизи линии этого процесса, часто процесс сжатия в насосе и подогрев воды в котле до состояния кипения совмещают (процесс *35* в sT- и si-диаграммах). Образованный таким образом термодинамический цикл является циклом Ренкина.

Удельная работа паросиловой установки, расходуемая на привод генератора, численно равна площади *123456* цикла в vp- и sT-диаграммах и может быть определена в виде

$$l_ц = \lambda_{пе} - \lambda_x = i_1 - i_2. \qquad (1.292)$$

Так как $q_1 = \lambda_{пе} - \lambda_3 = i_1 - i_3$, в соответствии с выражением (1.121) термический КПД цикла Ренкина

$$\eta_t = l_ц/q_1 = (i_1 - i_2)/(i_1 - i_3) = \\ = (i_1 - i_2)/(i_1 - i_k), \qquad (1.293)$$

где $i_к = i_3$ – энтальпия конденсата в точке *3*.

Способы повышения термического КПД паросиловой установки

Расширение пределов рабочего процесса. Из выражений (1.292) и (1.293) очевидна целесообразность понижения давления p_2 в объеме, принимающем отработавший пар турбины (точка *2*, рис. 1.36). Действительно, при выпуске пара в атмосферу $l'_ц = i_1 - i_2$, (рис. 1.36), при выпуске в конденсатор, создающий в объеме пониженное давление p_2, $l_ц = i_1 - i_2$ и $l_ц > l'_ц$. Чем меньше давление в конденсаторе (глубже вакуум), тем больше работа пара на лопатках турбины и выше термический КПД.

Работу $l_ц$ цикла можно также увеличить повышением давления ($l'_ц = i_1 - i_2 > l_ц = i_1 - i_2$) и температуры перегрева (штриховая линия *5'6'1'*). В паросиловой установке с промежуточным перегревом пар после первой ступени (процесс *13*, рис. 1.37) перегревается в промежуточном пароперегревателе (процесс *34*) и расширяется во второй

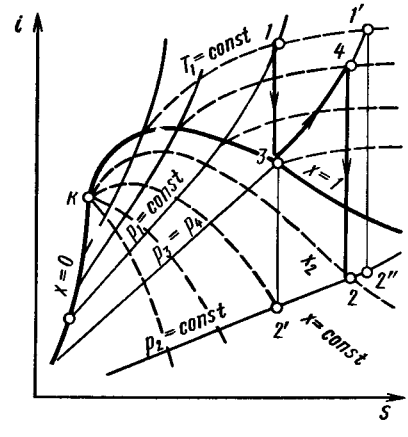


Рис. 1.37.
***is*-диаграмма работы паросиловой устаиовки с промежуточным перегревом**

ступени турбины (процесс *42*). Следует отметить, что при наличии промежуточного перегрева конечная влажность пара уменьшается ($x_{2'} < x_2$) и улучшаются условия работы лопаток последних ступеней турбины.

При наличии промежуточного перегрева работа, совершаемая в цикле, увеличивается

$$l_{\text{ц}} = (i_1 - i_3) + (i_4 - i_2) > i_1 - i_{2'}.$$

Поскольку дополнительное количество теплоты, подводимое в промежуточных пароперегревателях, $q_{\text{пп}} = i_4 - i_3$, в соответствии с формулой (1.293) термический КПД цикла

$$\eta_t = [(i_1 - i_3) + (i_4 - i_2)]/[(i_1 - i_{\text{к}}) + (i_4 - i_3)]. \qquad (1.294)$$

Давление промежуточного перегрева следует выбирать таким, чтобы работа $l_{\text{ц}}$ цикла увеличивалась интенсивнее количества теплоты q_1. Термический КПД η_t цикла при этом возрастает. Промежуточный перегрев позволяет увеличить начальное давление пара. Действительно, без промежуточного перегрева при заданном давлении p_2 увеличение начального давления от p_1 до $p_{1'}$ при ограничении верхнего значения температуры T_1 в точке *1* (рис. 1.37) приводит к увеличению влажности отработавшего пара ($x_{2'} < x_{2''}$). Введение промежуточного перегрева исправляет этот недостаток.

Регенеративный цикл. В паросиловой установке, работающей по регенеративному циклу, часть пара в количестве $m_{\text{о}}$ отбирается в середине рабочего процесса турбины и направляется в специальный теплообменник, где смешивается с конденсатом в количестве $m_{\text{к}}$ и, таким образом, повышает температуру смеси $m = m_{\text{о}} + m_{\text{к}}$, подаваемой в котел. Работа последних ступеней турбины (после отбора пара) облегчается в связи с уменьшением количества проходящего через них пара.

Регенеративный цикл имеет бóльший термический КПД паросиловой установки, что видно из сравнения термических КПД регенеративного цикла η_t^r и цикла Ренкина η_t. В регенеративном цикле одна часть пара $m_{\text{о}}$ совершает цикл *12'4561* (рис. 1.38), другая часть $m_{\text{к}}$ совершает цикл *123561*. Подогрев конденсата (процесс *34*) осуществляется за счет теплоты, переданной от пара $m_{\text{о}}$ (площадь *44'3'3*). Таким образом, внешняя теплота, расходуемая на регенеративный цикл, определяется площадью *11'4'456*.

Пусть $g = m_{\text{о}}/m$ – относительный отбор пара и $n = m_{\text{к}}/m = 1 - g$ – относительное количество пара, прошедшего через конденсатор. Удельная работа,

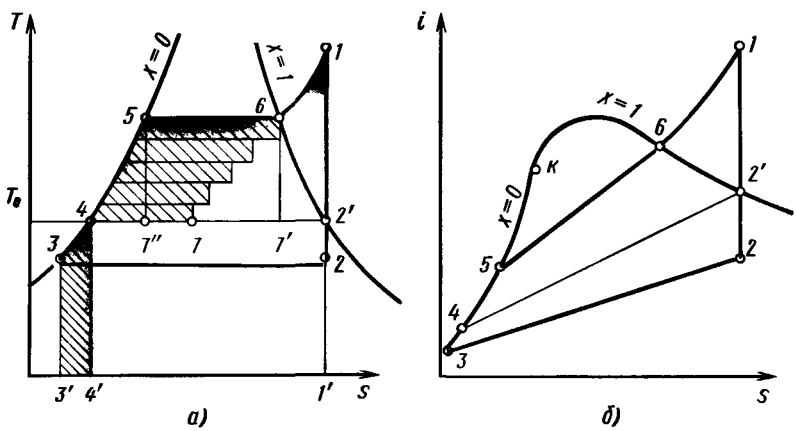


Рис. 1.38.
Диаграммы регенеративного цикла

совершаемая в паросиловой установке,

$$l_{\text{ц}} = gl_0 + nl_{\text{к}}, \qquad (1.295)$$

поэтому термический КПД регенеративного цикла

$$\eta_t^{\text{р}} = gl_0/q_1^{\text{р}} + nl_{\text{к}}/g_1^{\text{р}}, \qquad (1.296)$$

где количество теплоты $q_1^{\text{р}}$ численно равно площади *4'45611'* в *sT*-диаграмме. В цикле Ренкина (см. рис. 1.36) количество теплоты q_1 численно равно площади *3'35611'* (см. рис. 1.38), а удельная работа $l_{\text{к}}$ – площади *12356*. В соответствии с выражением (1.293) $l_{\text{к}} = \eta_t q_1$. Так как термический КПД цикла, совершаемого отобранной частью пара, $\eta_t^{\text{о}} = l_0/q_1^{\text{р}}$,

$$\eta_t^{\text{р}} = g\eta_t^{\text{о}} + n\eta_t q_1/q_1^{\text{р}}. \qquad (1.297)$$

В теплообменнике смешиваются пар отбора g и конденсат n. Удельное количество теплоты q_0, передаваемое от пара конденсату, численно равно площади *4'42'1'*. Количество теплоты gq_0, передаваемое паром, воспринимается конденсатом так, что

$$n(q_1 - q_1^{\text{р}}) = gq_0.$$

Поскольку удельная работа l_0 численно равна площади *12'456*,

$$\eta_t^{\text{о}} = l_0/q_1^{\text{р}} = (q_1^{\text{р}} - q_0)/q_1^{\text{р}},$$

откуда

$$q_0 = (1 - \eta_t^{\text{о}})\, q_1^{\text{р}}.$$

Следовательно,

$$n(q_1 - q_1^{\text{р}}) = g(1 - \eta_t^{\text{о}})\, q_1^{\text{р}}$$

и

$$q_1/q_1^{\text{р}} = 1 + g(1 - \eta_t^{\text{о}})/n.$$

После подстановки этого отношения в формулу (1.297) получим

$$\eta_t^{\text{р}} = \eta_t + g(1 - \eta_t)\,\eta_t^{\text{о}}. \qquad (1.298)$$

Отсюда очевидно, что $\eta_t^{\text{р}} > \eta_t$, так как $g(1 - \eta_t)\,\eta_t^{\text{о}} > 0$. Обычно для регенерации используется пар нескольких отборов (до девяти), целесообразность которых становится очевидной из сопоставления цикла Ренкина, например, *67'45*

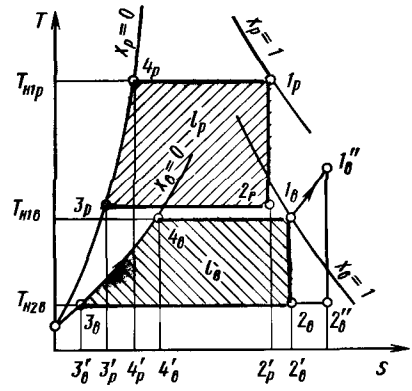


Рис. 1.39.
***sT*-диаграмма бинарного цикла**

в *sT*-диаграмме (рис. 1.38) без перегрева пара и регенеративного цикла *6745*, в котором процесс *67* последовательных отборов пара заменяет процесс *67'*. Процесс *67* состоит из последовательных расширений пара и отводов теплоты (ступенчатая линия из отрезков изотерм и адиабат). Регенеративный цикл *6745* при неизменной средней температуре отвода теплоты имеет более высокую среднюю температуру подвода теплоты, что обусловливает увеличение термического КПД и приближение его к термическому КПД цикла Карно.

Вместе с тем при заданном числе отборов увеличение температуры конца регенеративного подогрева приводит вначале к росту КПД регенеративного цикла, а затем, после достижения определенного максимума, к его снижению. Оптимальная температура $T_{\text{опт}}$ отбора может быть выявлена в результате анализа зависимостей η_t и $\eta_t^{\text{р}}$ от T_0 и определения максимального значения $\eta_t^{\text{р}}$.

Бинарный цикл. Термический КПД цикла Ренкина $1_{\text{в}}2_{\text{в}}3_{\text{в}}4_{\text{в}}$ (рис. 1.39), лежащего в области насыщенных паров, зависит от температур насыщения $T_{\text{н1в}}$ и $T_{\text{н2в}}$. Для увеличения термического КПД следует повышать температуру $T_{\text{н1}}$ и понижать $T_{\text{н2}}$.

Если рабочим телом является вода, то, увеличивая давление $p_{1в}$, можно в пределе достигнуть критической точки k (см. рис. 1.36) с параметрами $p_{кв} = 22{,}129$ МПа и $T_{кв} = 647{,}3$ К. Повысить температуру $T_{н1}$ дополнительно можно лишь при замене воды другим рабочим телом, например, ртутью, критическая температура $T_к$ которой достигает 1673 К при относительно невысоком давлении $p_к = 98$ МПа. Вместе с тем снижение температуры $T_{н2}$ ртути до желаемого предела оказывается невозможным, так как даже при вакууме в конденсаторе, достигающем 96 %, нижняя температура насыщения ртути составляет 490 К (в то время как воды примерно 300 К).

Бинарный цикл, например, водортутный характеризуется тем, что значение $T_{н1}$ обеспечивается ртутью, а $T_{н2}$ – водой (рис. 1.39).

В котле установки при температуре $T_{н1р}$ образуются пары ртути (процесс $3_р4_р1_р$), которые подаются в турбину, где происходит процесс расширения $1_р2_р$ до давления, создаваемого в теплообменнике. Пары ртути конденсируются (процесс $2_р3_р$), после чего насосом ртутный конденсат подается в котел и подогревается (процесс $3_р4_р$).

Охладителем в теплообменнике является вода – рабочее тело нижней ступени установки, использующей теплоту, полученную ртутью в котле. Теплота, переданная воде ртутью, расходуется на образование водяного пара (процесс $3_в4_в1_в$), который расширяется в турбине (процесс $1_в2_в$, при наличии пароперегревателя – $1''_в2''_в$) до давления, создаваемого в конденсаторе. В конденсаторе теплота отдается холодному источнику (внешней среде), и пар конденсируется (процесс $2_в3_в$).

Работа бинарной установки определяется суммой работ ртутного и водяного циклов. Пусть $l_в$ – удельная работа воды и $l_р$ – удельная работа ртути. Если в паросиловой установке количество ртути в $m_р$ раз больше количества воды, то

$$l_ц = l_в + m_р l_р.$$

Удельная теплота, необходимая для получения ртутного пара, составляет $q_1^р$, а общее количество теплоты $Q_{1р} = m_р q_1^р$. Тогда общий термический КПД паросиловой установки

$$\eta_t = l_ц/Q_{1р} = (l_в + m_р l_р)/(m_р q_1^р). \qquad (1.299)$$

Термические КПД ртутного и водяного циклов определяются отношениями $\eta_t^р = l_р/q_1^р$ и $\eta_t^в = l_в/q_1^в$. Но $q_1^р = m_р q_2^р$, и выражению (1.299) можно придать вид

$$\eta_t = \eta_t^р + l_в/(m_р q_1^р).$$

Так как $m_р = q_1^в/q_2^р$, то $\eta_t = \eta_t^р + \eta_t^в q_2^р/q_1^р$. Вместе с тем $\eta_t^р = (q_1^р - q_2^р)/q_1^р = 1 - q_2^р/q_1^р$, поэтому

$$\eta_t = \eta_t^р + \eta_t^в - \eta_t^р \eta_t^в. \qquad (1.300)$$

Из полученного выражения для термического КПД бинарного цикла видно, что термический КПД при введении в паросиловую установку второго рабочего тела (например, ртути) существенно повышается. Пусть $\eta_t^р = 0{,}3$ и $\eta_t^в = 0{,}3$, тогда $\eta_t = 0{,}51$.

Цикл с ядерным реактором

Большое распространение получили циклы с ядерным реактором. В ядерном реакторе происходит деление ядер ядерного топлива с выделением теплоты Q при температуре $T_р$ реактора. Специальным теплоносителем, циркулирующим через реактор, количество теплоты Q в парогенераторе передается теплоносителю второго контура. В результате образуется пар, используемый затем в турбине. Работа установки с ядерным реактором осуществляется в соответствии с циклом, представленным на рис. 1.39. В качестве теплоносителя

Бинарный цикл – термодинамический цикл, осуществляемый двумя рабочими телами.

первого контура, связанного непосредственно с реактором, используются природная и тяжелая вода, газы, жидкие металлы и органические высококипящие жидкости. Во втором контуре теплоноситель нерадиоактивен, поэтому второй контур представляет собой обычную паросиловую установку.

Если пренебречь потерями работы в термодинамическом цикле, то работа цикла

$$L_{\text{ц}} = Q\,(1 - T_2/T_{1\text{ср}}),$$

где T_2 – температура теплоносителя второго контура после выхода из турбины; $T_{1\text{ср}}$ – средняя термодинамическая температура подвода теплоты к рабочему телу.

В действительности часть работы $\alpha L_{\text{ц}}$ расходуется на собственные нужды установки (например, на привод конденсатных и питательных насосов), в связи с чем полезная работа цикла $L_{\text{цп}} = L_{\text{ц}} - \alpha L_{\text{ц}}$, откуда

$$L_{\text{цп}} = (1 - \alpha)\,(1 - T_2/T_{1\text{ср}})\,Q. \qquad (1.301)$$

1.8. Обратные термодинамические циклы

Воздушная и паровая холодильные установки

Холодильный цикл (см. рис. 1.4 и 1.3, штриховые стрелки) используется для передачи теплоты от тел менее нагретых к телам более нагретым, при помощи холодильных установок или тепловых насосов. Для охлаждения можно применять, например, воздушную или паровую компрессорные холодильные установки.

Принцип действия воздушной холодильной установки основан на расширении предварительно сжатого и охлажденного воздуха (рис. 1.40). Воздух из охлаждаемого объема *1* под давлением

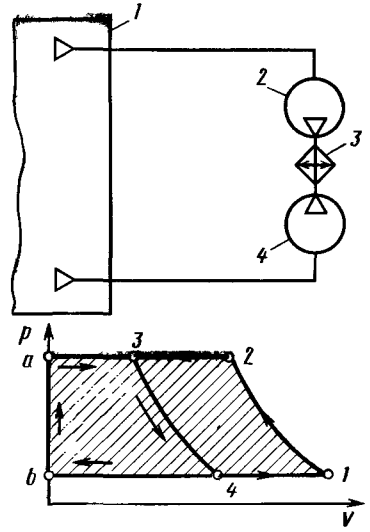


Рис. 1.40.
Схема и *vp*-диаграмма работы воздушной холодильной машины

p_1 всасывается компрессором *2* (процесс *b1*), затем сжимается (адиабата *12*) с затратой работы и выталкивается в теплообменник *3* (процесс *2a*), охлаждается в нем проточной водой до температуры, определяемой точкой *3* в *vp*-диаграмме, и перепускается в двигатель *4* (процесс *a3*) при давлении p_2. В связи с охлаждением воздуха до температуры $T_3 < T_2$ удельный объем его уменьшается, поэтому в точке *3* впуск прекращается при $v = v_3$, и воздух с температурой T_3 расширяется адиабатно с совершением определенной положительной работы (процесс *34*), в результате чего его температура снижается до $T_4 < T_3$. Охлажденный воздух возвращается в охлаждаемый объем (процесс *4b*), где нагревается, отнимая теплоту. В рассматриваемом цикле линия *23* характеризует охлаждение воздуха в холодильнике, а линия *41* – нагрев воздуха, поступающего из двигателя в охлаждаемый объем.

Холодильный цикл – обратный круговой процесс, предназначенный для передачи теплоты от тел менее нагретых к телам более нагретым.

Таким образом, площадь *b12a* численно равна отрицательной работе $l_к$ компрессора, площадь *a34b* – положительной работе $l_д$ двигателя (детандера), а работа l, затрачиваемая в холодильной установке, определяется разностью этих работ и характеризуется круговым процессом *12341* изменения состояния рабочего тела – воздуха, в результате которого теплота переносится от тела более холодного (охлаждаемый объем) к телу более теплому – охлаждающей воде, омывающей змеевик холодильника.

Удельное количество теплоты, отданное охлаждающей воде, $q_1 = c_p(T_2 - T_3)$, а удельное количество теплоты, отобранное охлажденным воздухом от охлаждаемого объема, $q_2 = c_p(T_1 - T_4)$. Удельная работа, совершенная воздухом в холодильной установке при постоянном значении теплоемкости,

$$l_ц = l_к - l_д = q_1 - q_2 = \\ = c_p(T_2 - T_3 - T_1 + T_4) \qquad (1.302)$$

или, поскольку для адиабатных процессов *12* и *34* справедливо соотношение температур,

$$T_1/T_2 = T_4/T_3;\ T_1/T_4 = T_2/T_3, \qquad (1.303)$$

$$l_ц = c_p(T_2 - T_1)(1 - T_3/T_2). \qquad (1.304)$$

Холодильный коэффициент (1.122)

$$\varepsilon_x = q_2/l_ц = (T_1 - T_4)/(T_2 - \\ - T_1)(1 - T_3/T_2) = T_1/(T_2 - T_1). \qquad (1.305)$$

Вследствие малого значения теплоемкости воздуха удельная холодопроизводительность воздушных холодильных установок низкая.

Хладагентом паровой холодильной установки являются пары таких легкокипящих веществ, как аммиак NH_3, углекислота CO_2, сернистый ангидрид SO_2, хлорметан CH_3Cl, фреон CCl_2F_2.

Компрессор *2* (рис. 1.41) всасывает из рефрижератора *1* насыщенный пар при

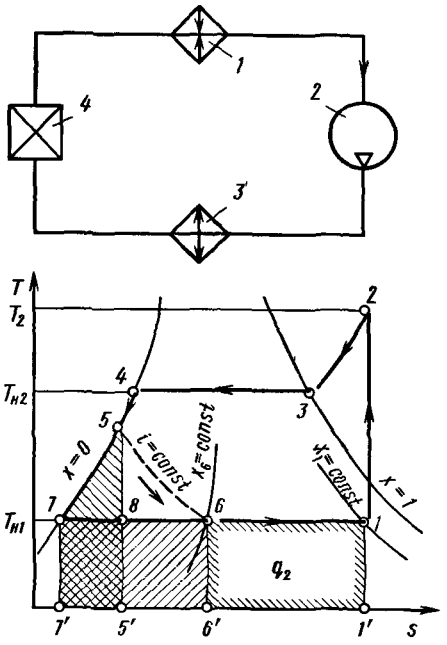


Рис. 1.41.
Схема и *sT*-диаграмма работы паровой компрессорной холодильной установки

давлении p_1 и температуре насыщения $T_{н1}$. Затем пар сжимается по адиабате *12* до давления p_2 и температуры T_2 и подается компрессором в конденсатор *3*, где превращается вначале в сухой насыщенный пар (процесс *23*), а затем полностью конденсируется (процесс *34*) при $p_2 = \text{const}$ и несколько охлаждается (процесс *45*).

Теплота q_1, отданная рабочим телом в конденсаторе, численно равна площади *23455′1′* в *sT*-диаграмме. Образовавшаяся в конденсаторе *3* жидкость пропускается через дроссельный клапан *4* в рефрижератор *1*. Процесс *56* при $i = \text{const}$ (дросселирование) протекает с падением давления до p_1 и температуры до $T_{н1}$. В точке *6* состояние пара характеризуется степенью сухости x_6. В рефриже-

Холодильный коэффициент – отношение количества теплоты q_2, отводимой в обратном цикле от охлаждаемой системы, к затраченной работе $l_ц$.

раторе *1* теплота q_2 (численно равна площади *11'6'6*), отведенная из холодильной камеры, затрачивается на испарение хладагента. В результате этого влажность пара уменьшается до x_1 (процесс *61*). Затем пар снова всасывается компрессором *2*. Таким образом, за счет работы, затрачиваемой на привод компрессора, теплота q_2 (площадь *66'1'1* в *sT*-диаграмме) отбирается от холодного источника (охлаждаемого объема) и передается более нагретому источнику.

Удельная работа хладагента $l = q_1 - q_2$ на *sT*-диаграмме характеризуется площадью *5'5432166'*. *Количество теплоты* $q_{под}$, расходуемое на подогрев жидкости (процесс *75*), численно равно площади *7'755'*, так что $q_{под} = i_5 - i_7$. Теплота $q_{исп}$, расходуемая на частичное *испарение жидкости (процесс 76)* при $p = \text{const}$, определяется площадью *7'7'66'* так, что $q_{исп} = i_6 - i_7$. При дросселировании $i_5 = i_6$, поэтому $q_{исп} = q_{под}$, и площадь *7'755'* равна площади *7'766'* и площадь *758* равна площади *5'866'*. В связи с этим можно утверждать, что удельная работа численно равна площади *12347*. Процесс *56* (дросселирования) является необратимым, на *sT*-диаграмме показан условно, и не может ограничить площадь *123456* для определения работы цикла.

Таким образом, в описанной паровой компрессорной холодильной установке (рис. 1.41) так же, как и в воздушной холодильной установке (см. рис. 1.40), для передачи теплоты от более холодного источника к более нагретому расходуется механическая работа (работа компрессора).

Абсорбционная холодильная установка

Иногда для осуществления цикла холодильной установки целесообразнее расходовать не механическую работу, как это было в предыдущих случаях, а теплоту, отбираемую, например, от пара промежуточной ступени турбины или котла.

Абсорбционная холодильная установка использует в качестве рабочего тела раствор хладагента в абсорбенте (вещества с разной температурой кипения при одном и том же давлении). В качестве хладагента может быть использован аммиак NH_3, а в качестве абсорбента – вода.

Схема идеальной абсорбционной холодильной установки показана на рис. 1.42. Через змеевик генератора *1* проходит горячий пар с температурой T_1 и давлением p_1, более высокими, чем в других элементах установки. Удельная теплота q_1, воспринимаемая раствором от пара, расходуется на испарение. Образующийся пар имеет более высокую концентрацию хладагента вследствие кипения раствора малой концентрации. Пар из генератора *1* поступает в конденсатор *2* и, отдавая удельное количество теплоты $q_к$ воде, проходящей через змеевик при температуре T_5, конденсируется на поверхностях.

Конденсат проходит через турбину *3*, на выходе которой имеет давление p_2 и температуру T_6, меньшую температуры в охлаждаемом объеме. В испарителе *4* раствор испаряется, отбирая удельную теплоту q_x от охлаждаемого объема. Из испарителя *4* пар поступает в абсорбер *5*, где абсорбируется при температуре T_0 абсорбентом, поступающим из генератора *1* через турбину *6*, отдавая теплоту абсорбации q_a охлаждающей воде, проходящей через змеевик при температуре T_4. Вследствие поглощения концентрированного пара концентрация хладагента в растворе, находящемся в абсорбере, повышается.

Абсорбционная холодильная установка – установка, использующая теплоту внешнего источника для передачи теплоты от менее нагретого тела к более нагретому телу. В таких установках рабочим телом является раствор.

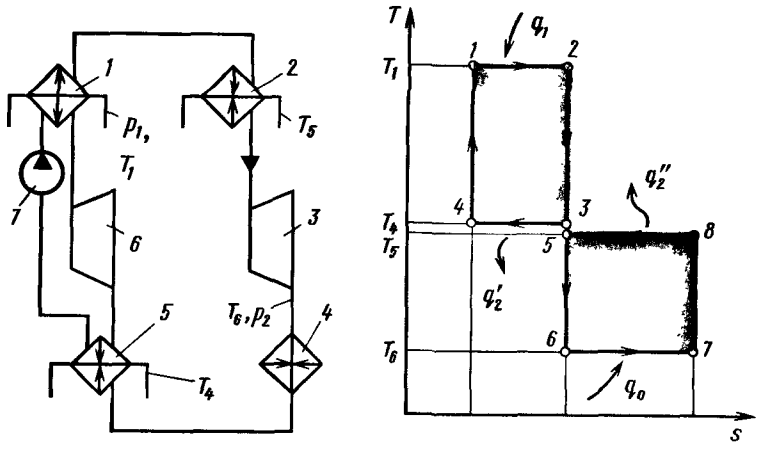


Рис. 1.42.
Схема и *sT*-диаграмма работы абсорбционной холодильной установки

Насосом *7* раствор из абсорбера *5* подается в генератор *1*. На привод насоса *7* расходуется работа, полученная в турбинах *3* и *6*.

Цикл абсорбционной холодильной машины можно представить в виде совокупности двух циклов, из которых один прямой (*1234*), другой обратный (*5678*), холодильный. Процесс *12* прямого цикла изотермный, осуществляется в испарителе *1 при температуре* T_1 *и давлении* p_1. Адиабатный процесс *23* — процесс расширения в турбине *6*, изотермный процесс *34* является процессом отбора теплоты абсорбции пара в абсорбере и адиабатный процесс *41* — процесс подачи раствора насосом *7* из абсорбера *5* в генератор *1*.

Изотермный процесс испарения *67* обратного цикла происходит в испарителе *4* за счет отбора удельной теплоты q_x из охлаждаемого объема. Адиабатный процесс *78* является процессом подачи пара из генератора *1* в конденсатор *2*, изотермный процесс *85* осуществляется в конденсаторе *2* с отдачей теплоты охлаждающей воде. Замыкается холодильный цикл адиабатным процессом расширения *56*, происходящим в турбине *3*.

Таким образом, при идеализации работы рассматриваемой установки (полная обратимость процессов, полное выпаривание хладагента из абсорбента) ее можно представить в виде совокупности прямого и обратного циклов Карно. Тепловую экономичность абсорбционной холодильной машины можно оценить тепловым коэффициентом

$$\xi_T = |q_x| / |q_1|,$$

где q_x — удельная теплота, отобранная испарителем *4* из охлаждаемого объема; q_1 — удельная теплота, полученная генератором *1*.

Следовательно, чем больше отбирается удельной теплоты от охлаждаемого объема при заданной затрате теплоты горячего источника, тем выше экономичность холодильной установки. Действительный цикл абсорбционной холодильной установки характеризуется необратимостью ряда процессов, неполным выпариванием хладагента из раствора. Кроме того, вместо расширения в турбине используется процесс дросселирования жидкого хладагента и раствора в редукционных клапанах. Все это приводит к некоторому уменьшению значения ξ_T.

Термотрансформатор

Существует много технологических процессов, связанных с передачей теплоты от одних тел к другим, имеющих разные температуры. Устройства, обеспечивающие передачу теплоты, называются термотрансформаторами. Термотрансформаторы могут быть повышающими, если предназначены для передачи теплоты к телам с более высокой температурой, и понижающими, если с их помощью передается теплота телам с более низкой температурой. Трансформаторы смешанного типа выполняют одновременно функции повышающего и понижающего термотрансформаторов.

Термодинамические циклы термотрансформаторов так же, как абсорбционных холодильных установок, представляют собой сочетание прямого и обратного циклов.

Циклы, показанные на sT-диаграмме (см. рис. 1.42), могут быть приняты в качестве циклов понижающего термотрансформатора. Теплота q_1, получаемая рабочим телом термотрансформатора от источника теплоты с температурой T_1, расходуется на свершение удельной работы $l_ц$, численно равной площади цикла *12341*. В результате работы двигателя часть теплоты q'_2 передается источнику с температурой T_4. Работа $l_ц$ используется для осуществления цикла *56785* холодильной машины, в результате которого удельная теплота q_0 отбирается от внешней среды и передает источнику с температурой $T_5 \approx T_4$ удельную теплоту в количестве q''_2. В результате источник с температурой T_4 получает теплоту в количестве $q_2 = q'_2 + q''_2$. Так как термический КПД прямого цикла Карно *1234*

$$\eta_t = 1 - T_4/T_1,$$

работа цикла

$$l_ц = q_1\eta_t = q_1(1 - T_4/T_1).$$

Удельная теплота, переданная источнику с температурой T_2,

$$q'_2 = q_1 - l_ц = q_1T_4/T_1.$$

Экономичность цикла *56785* холодильной машины характеризуется холодильным коэффициентом [см. уравнение (1.125)]

$$\varepsilon_x = T_6/(T_4 - T_6).$$

Поскольку $q_0 = \varepsilon_x l_ц$.

$$q_0 = q_1(1 - T_4/T_1)T_6/(T_4/T_6)$$

и

$$q''_2 = q_0 + l_ц = q_1(1 - T_4/T_1)T_4/(T_4 - T_6).$$

Полное количество удельной теплоты, полученное источником с температурой T_2,

$$q_2 = q_1[T_4/T_1 + (1 - T_4/T_1)T_4/(T_4 - T_6)] = q_1T_4(T_1 - T_6)/T_1(T_4 - T_6).$$

Тогда коэффициент преобразования теплоты

$$\xi_T = q_2/q_1 = T_4(T_1 - T_6)/T_1(T_4 - T_6).$$

Холодильная машина термотрансформатора предназначена для отбора теплоты из внешней среды, в отличие от обычной холодильной машины, которая передает теплоту, отобранную в охлаждаемом объеме, внешней среде.

Одним из повышающих термотрансформаторов является тепловой насос, осуществляющий передачу теплоты из внешней среды телу с более высокой температурой (рис. 1.43). В процессе работы теплового насоса вода насосом *3* прокачивается через испаритель *2*. Температура воды достаточна для испарения хладагента, прокачиваемого через вентиль *1* и змеевик испарителя *2* компрессором *4* при ходе всасывания. При испарении хладагент отбирает от воды количество удельной теплоты q_2.

При ходе сжатия хладагент подается в змеевик конденсатора *5*, который

Термотрансформатор — устройство, позволяющее обратимым путем передавать теплоту от источника с одной температурой к источнику с другой температурой.

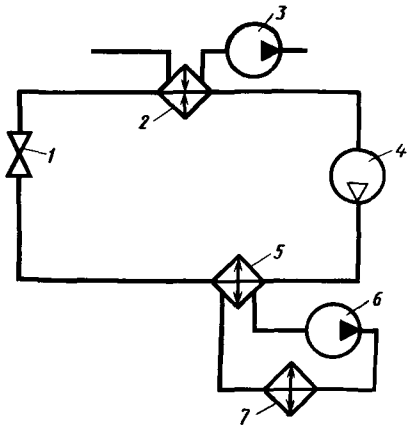


Рис. 1.43.
Схема теплового насоса

омывается водой, циркулирующей через обогреваемый объем 7. За счет конденсации хладагента вода, подаваемая насосом 6, в конденсаторе 5 подогревается и при проходе через змеевик объема 7 охлаждается, отдавая удельное количество теплоты q_1, выделяющейся при конденсации хладагента.

Эффективность действия теплового насоса часто оценивают коэффициентом преобразования

$$\varepsilon_{пр} = q_1 / l_ц.$$

Так как с учетом формул (1.119) и (1.122) $q_1 = l_ц(1 + \varepsilon_х)$,

$$\varepsilon_{пр} = 1 + \varepsilon_х,$$

где $\varepsilon_х$ – холодильный коэффициент.

Передачей теплоты от одного рабочего тела к другому можно также изменять такой параметр рабочего тела, как давление.

2. ТЕОРИЯ ТЕПЛООБМЕНА

В теории теплообмена изучаются закономерности переноса теплоты из одной области пространства в другую. Процессы переноса теплоты представляют собой процессы обмена внутренней энергией между элементами рассматриваемой системы в форме теплоты.

Теплообмен широко распространен в природе и технике. Существует три различных по своей природе элементарных вида теплообмена: теплопроводность, конвективный теплообмен и лучистый теплообмен.

Теплопроводность в чистом виде, как правило, встречается только в твердых телах. Так, в диэлектриках перенос теплоты путем теплопроводности осуществляется за счет распространения упругих волн колеблющихся атомов и молекул, в металлах он связан с перемещением свободных электронов и колебаниями атомов кристаллической решетки.

Конвективный теплообмен может иметь место в движущихся средах (жидкостях и газах). При наличии разности температур в различных точках среды перемещение макрочастиц в процессе конвекции всегда сопровождается теплопроводностью.

Теплоотдача – наиболее распространенный случай конвективного теплообмена. Чаще всего конвективный теплообмен в процессе теплоотдачи осуществляется между движущейся средой и поверхностью обтекаемого средой твердого тела, например, процесс теплоотдачи при течении жидкости в трубах, внешнем обтекании тел газом. Процессы переноса теплоты путем теплопроводности и конвекции возможны только при наличии вещественной среды.

Лучистый теплообмен между телами, в отличие от теплопроводности и конвекции, может осуществляться и при отсутствии промежуточной среды (в вакууме). Он обусловлен только температурой и оптическими свойствами тел, участвующих в теплообмене.

В реальных условиях все три вида теплообмена, как правило, протекают одновременно, например, в процессе теплопередачи от одной жидкой или газообразной среды к другой через разделяющую их стенку. В общем случае процессы теплообмена могут сопровождаться фазовыми переходами, химическими реакциями и уносом массы.

Массообмен характерен для процессов теплообмена в многокомпонентных средах. Аналогично процессам переноса теплоты перенос вещества в смеси может быть обусловлен тепловым движением микрочастиц (диффузия) и движением макроскопических элементов среды (конвективный массообмен).

Теплообмен – самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры.
Теплопроводность – молекулярный перенос теплоты в сплошной среде, обусловленный наличием градиента температуры.
Конвективный теплообмен – перенос теплоты, обусловленный перемещением макроскопических элементов среды в пространстве, сопровождаемый теплопроводностью.
Теплоотдача – конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью ее раздела с другой средой (твердым телом, жидкостью или газом).
Лучистый теплообмен – теплообмен, обусловленный превращением внутренней энергии вещества в энергию электромагнитных волн, распространением их в пространстве и поглощением энергии этих волн веществом.
Массообмен – самопроизвольный необратимый процесс переноса массы данного компонента в пространстве с неоднородным полем концентрации (химического потенциала).

В рабочих процессах, протекающих в тепловых двигателях, холодильных машинах, газовых турбинах, МГД-генераторах и других энергетических установках, процессы теплообмена играют определяющую роль.

2.1. Теплопроводность

Аналитическая теория теплопроводности применима только к сплошной среде, поэтому при расчете процессов теплопроводности не учитывается дискретное строение тел, принимается, что тела гомогенны и изотропны, а размеры их велики по сравнению с расстоянием между молекулами. Основной задачей теплопроводности является определение температурного поля в теле.

Температурное поле может быть нестационарным и стационарным. В первом случае считается, что поле изменяется во времени, во втором – нет. В соответствии с этим и процесс теплопроводности считается стационарным или нестационарным.

Поверхность, во всех точках которой температура одинакова, называется изотермной. Такие поверхности не пересекаются между собой. Они могут быть замкнутыми или кончаются на границах тела. Наиболее резкое изменение температуры в теле с неоднородным температурным полем наблюдается в направлении нормали к изотермной поверхности.

Градиент температуры направлен в сторону повышения температуры $\operatorname{grad} T \equiv \nabla T = \lim_{\Delta n \to 0} (\Delta T/\Delta n) = \frac{\partial T}{\partial n}$. Так как объемная производная скалярного поля является его градиентом,

$$\nabla T = \lim_{V \to 0} (\oint_A T \, d\vec{A})/V,$$

где ∇ – символический вектор (оператор Гамильтона), заменяющий символ градиента (а также дивиргенции и ротации); V – объем, заключенный внутри поверхности A.

Поле температурного градиента является векторным, поэтому

$$\nabla T = \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right) i + \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right) j + \left(\frac{\partial T}{\partial z}\right) k,$$

где $\frac{\partial T}{\partial x}$, $\frac{\partial T}{\partial y}$ и $\frac{\partial T}{\partial z}$ – координаты градиента; i, j и k – единичные векторы, имеющие направление координатных осей.

Тепловой поток, отнесенный к единице площади поверхности, называется плотностью теплового потока q. Плотность теплового потока может быть местной (локальной) и средней по поверхности; она характеризует интенсивность переноса теплоты и является вектором, направление которого совпадает с направлением падения температуры. Совокупность значений плотности теплового потока во всех точках тела в данный момент времени образует векторное поле плотности теплового потока. Линия, в каждой точке которой вектор плотности теплового потока направлен по касательной к ней, называется линией теплового тока.

Основной закон и уравнение теплопроводности

Опытным путем установлено, что плотность теплового потока, передаваемого

Температурное поле – совокупность значений температуры во всех точках тела (или пространства) в некоторый фиксированный момент времени.
Градиент температуры – вектор, численно равный производной от температуры по направлению нормали к изотермной поверхности.
Тепловой поток – количество теплоты, переданное через произвольную поверхность в единицу времени.

теплопроводностью, прямо пропорциональна градиенту температуры:

$$\vec{q} = -\lambda \operatorname{grad} T = -\lambda \nabla T, \qquad (2.1)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, определяемый опытным путем и зависящий от агрегатного состояния вещества, температуры, давления, структуры, объемного веса, пористости и влажности. Знак минус указывает на то, что векторы $\vec{q}$ и $\operatorname{grad} T$ имеют противоположное направление.

Уравнение (2.1) является математическим выражением закона теплопроводности Фурье, а значение λ характеризует интенсивность процесса теплопроводности и численно равно плотности теплового потока при градиенте температуры, равном единице. Количество теплоты Q_t, теряемое произвольным объемом V внутри тела, можно определить путем интегрирования плотности теплового потока $\vec{q}$ по замкнутой поверхности A, ограничивающей этот объем так, что

$$dQ_t = \int_A \vec{q}\vec{n}\, dA\, dt,$$

где $\vec{n}$ – единичный вектор, направленный по нормали к поверхности; t – время.

Воспользовавшись формулой Остроградского – Гаусса, получим

$$dQ_t = \int_V \nabla \vec{q}\, dt\, dV. \qquad (2.2)$$

В соответствии с первым законом термодинамики это количество теплоты может появиться лишь за счет уменьшения внутренней энергии единицы объема тела в единицу времени $\left(-\rho c \frac{\partial T}{\partial t}\right)$, а также за счет действия внутренних источников теплоты мощностью q_v (Вт/м^3), которые могут иметь различную физическую природу. Поэтому

$$dQ_t = \int_V \left(q_v - \rho c \frac{\partial T}{\partial t}\right) dt\, dV, \qquad (2.3)$$

где c – удельная теплоемкость тела.

Левые части выражений (2.2) и (2.3) равны, поэтому

$$\int_V \left(\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - q_v + \nabla \vec{q}\right) dt\, dV = 0.$$

Так как объем V выбран произвольно, равенство нулю интеграла означает, что

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - q_v + \nabla \vec{q} = 0. \qquad (2.4)$$

Перенос теплоты в твердом теле осуществляется путем теплопроводности, поэтому с учетом уравнения (2.1) и соотношения $\nabla \vec{q} = -\nabla(\lambda \nabla T)$ уравнение теплопроводности примет вид

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(\lambda \nabla T) + q_v. \qquad (2.5)$$

Это уравнение выражает зависимость изменения во времени температуры в некоторой точке тела от свойств поля и производительности источников теплоты в окрестности этой точки, т. е. устанавливает связь между пространственными и временными изменениями температуры. Решая уравнение теплопроводности, можно определить температурное поле в твердом теле. При этом искомая функция $T(x, y, z, t)$ должна удовлетворять уравнению (2.5) и, следовательно, соответствовать закону сохранения энергии. Однако для получения однозначного решения уравнения (2.5) необходимо выполнение следующих условий:

1) геометрических, согласно которым задаются форма и размеры твердого тела;

2) физических, задаваемых физическими свойствами тела λ, c и ρ или (при необходимости) их зависимостями от температуры;

3) начальных, устанавливающих распределение температуры в теле в начальный момент времени;

4) граничных первого, второго или третьего рода. Граничные условия первого рода определяют температуру на

поверхности твердого тела как функцию координат и времени. Согласно граничным условиям второго рода задается плотность теплового потока (или составляющая градиента температуры, нормальная к поверхности тела) на поверхности тела в виде функции координат поверхности тела и времени. Граничные условия третьего рода – задание температуры жидкой или газообразной среды, окружающей твердое тело, и закона теплообмена между телом и рабочей средой.

Аналитическое выражение граничных условий третьего рода может быть получено с помощью закона теплоотдачи Ньютона

$$q_{ст} = \alpha(T_{ст} - T_{ж}). \qquad (2.6)$$

Таким образом, плотность теплового потока $q_{ст}$, который переносится путем конвекции от поверхности твердого тела в среду, пропорциональна разности температур поверхности тела ($T_{ст}$) и среды ($T_{ж}$).

Коэффициент теплоотдачи α определяет интенсивность теплоотдачи с поверхности. Количество теплоты, соответствующее значению $q_{ст}$, должно подводиться к поверхности тела путем теплопроводности изнутри, поэтому

$$q_{ст} = -\lambda(\mathrm{grad}_n T)_{ст}, \qquad (2.7)$$

где $\mathrm{grad}_n T$ – составляющая градиента температуры, нормальная к поверхности тела.

Приравнивая правые части уравнений (2.6) и (2.7), получим

$$\alpha(T_{ст} - T_{ж}) = -\lambda(\mathrm{grad}_n T)_{ст}. \qquad (2.8)$$

В соответствии с граничными условиями третьего рода значения $T_{ж}$ и α должны быть заданы.

Теплопроводность при стационарном режиме

При установившемся (стационарном) тепловом режиме $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$, поэтому уравнение (2.5) принимает вид

$$\nabla(\lambda \nabla T) + q_v = 0. \qquad (2.9)$$

Развернутая форма оператора $\nabla(\lambda \nabla T)$ зависит от выбранной системы координат. При отсутствии внутренних источников (или стоков) теплоты $q_v = 0$ и

$$\nabla(\lambda \nabla T) = 0. \qquad (2.10)$$

Температурное поле в неограниченной плоской, бесконечно длинной цилиндрической и сферической стенках при постоянных граничных условиях первого рода является одномерным и может быть определено, если уравнение (2.10) представить в форме, обобщающей эти три практически важных случая,

$$d(r^n \lambda\, dT/dr)/dr = 0, \qquad (2.11)$$

где r – координата; n – показатель степени, значение которого зависит от формы стенки.

Если принять $\lambda = \lambda_0(1 + bT)$, то после интегрирования уравнения (2.11) получим

$$r^n(1 + bT)\, dT/dr = C_1.$$

Для плоской стенки ($n = 0$)

$$T + 0{,}5bT^2 = C_1 r + C_2, \qquad (2.12)$$

цилиндрической ($n = 1$)

$$T + 0{,}5bT^2 = C_1 \ln r + C_2, \qquad (2.13)$$

сферической ($n = 2$)

$$T + 0{,}5bT^2 = -C_1/r + C_2. \qquad (2.14)$$

Так как рассматривается класс стационарных задач при $q_v = 0$, в последних двух случаях $r \neq 0$. Константы интегрирования C_1 и C_2 могут быть найдены из

Коэффициент теплоотдачи характеризует количество теплоты, переданное в единицу времени через единицу площади поверхности твердого тела путем конвекции при разности температур между поверхностью тела и средой в 1 К.

граничных условий. Для этого предварительно обозначим индексами 1 и 2 значения координаты r и температуры T на левой и правой граничных поверхностях плоской, а также внутренней и внешней поверхностях цилиндрической и сферической стенок.

В соответствии с граничными условиями первого рода после подстановки граничных значений r и T в выражения (2.12)–(2.14) и принятия (для простоты) условия $\lambda = \text{const}\,(b = 0)$ из двух линейных алгебраических уравнений (для каждого случая) найдем значения C_1 и C_2.

Подставив значения C_1 и C_2 в выражения (2.12)–(2.14), определим распределение температур по толщине соответственно плоской, цилиндрической и сферической стенок

$$T = T_1 - (T_1 - T_2)x/\delta;\quad T = T_1 - $$
$$- [(T_1 - T_2)\ln(r/r_1)]/\ln(r_2/r_1);$$
$$T = T_1 - (T_1 - T_2)(1/r_1 - 1/r)/(1/r_1 - 1/r_2), \qquad (2.15)$$

где x – текущее значение r для плоской стенки; δ – толщина стенки.

Используя закон Фурье (2.1), можно вычислить тепловые потоки, проходящие через каждую стенку. Так, при $n=0$ $(b = 0)$

$$dT/dr = C_1,$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(T_1 - T_2); \qquad (2.16)$$

при $n = 1$ $dT/dr = C_1/r$,

$$q_l = Q/l = 2\pi(T_1 - T_2)/[(1/\lambda)\ln(r_2/r_1)], \qquad (2.17)$$

где l – длина цилиндрической стенки (трубы); q_l – тепловой поток, приходящийся на 1 м стенки (трубы).

При $n = 2$, $dT/dr = C_1/r^2$

$$Q = 4\pi(T_1 - T_2)/[(1/\lambda)(1/r_1 - 1/r_2)]. \qquad (2.18)$$

С помощью выражений (2.16)–(2.18) можно получить решения рассмотренных задач и для других граничных условий. Например, для расчета теплопроводности цилиндрической стенки при граничных условиях третьего рода необходимо задать значения α_1 и α_2, $T_{ж1}$ и $T_{ж2}$ с внутренней и внешней стороны стенки [см. выражение (2.8)].

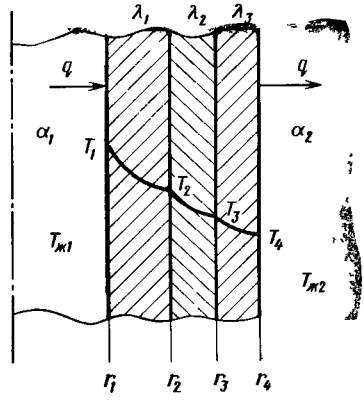


Рис. 2.1.
Распределение температуры T в многослойной цилиндрической стенке

Если предположить (для большей общности), что стенка состоит из n слоев ($n \geqslant 1$), имеющих коэффициенты теплопроводности λ_i $(i = 1, 2, 3, \ldots, n)$, то применительно к каждому слою и границам стенки в соответствии с уравнениями (2.6) и (2.17) составляется система, состоящая из $(n + 2)$ уравнений,

$$\begin{aligned}
&Q = \alpha_1(T_{ж1} - T_1)2\pi r_1 l;\\
&Q = 2\pi(T_1 - T_2)l/[(1/\lambda_1)\ln(r_2/r_1)];\\
&Q = 2\pi(T_2 - T_3)l/[(1/\lambda_2)\ln(r_3/r_2)];\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&Q = 2\pi(T_n + T_{n+1})l/[(1/\lambda_n)\ln(r_{n+1}/r_n)];\\
&Q = \alpha_2(T_{n+1} - T_{ж2})2\pi r_{n+1} l,
\end{aligned} \qquad (2.19)$$

где Q – тепловой поток, проходящий через слои стенки; T_1, $T_2, \ldots, T_n$ и T_{n+1} – температуры на границах слоев.

Решением системы (2.19) являются значение Q и неизвестные T_1, $T_2, \ldots, T_n$ и T_{n+1}. Распределение температуры в многослойной цилиндрической стенке представлено на рис. 2.1. Тепловой поток, отнесенный к единице длины трубы,

$$q_l = \frac{Q}{l} =$$

$$= \frac{2\pi(T_{ж1} - T_{ж2})}{1/(\alpha_1 r_1) + \sum_{i=1}^{n} (1/\lambda_i)\ln(r_{i+1}/r_i) + 1/(\alpha_2 r_{n+1})} =$$

$$= k\pi(T_{ж1} - T_{ж2}), \qquad (2.20)$$

где $(1/\alpha_1 r_1)$, $(1/\alpha_2 r_{n+1})$ – термические сопротивления теплоотдачи; $(1/\lambda_i)\ln(r_{i+1}/r_i)$ – термическое сопротивление i-го слоя стенки; $r_1, r_2, \ldots, r_{n+1}$ – радиусы границ слоев; k – коэффициент теплопередачи.

При этом предполагается, что между слоями существует идеальный тепловой контакт или известно термическое сопротивление контакта. Аналогичным образом могут быть получены формулы для определения тепловых потоков через плоскую и сферическую стенки при различных сочетаниях граничных условий.

При выборе толщины изоляции трубопровода следует иметь в виду, что по мере увеличения внешнего радиуса слоя изоляции $r_3 (r_3 > r_2$, r_2 – внешний радиус неизолированной трубы при числе слоев $n = 2$) термическое сопротивление изоляции $(1/\lambda_2)\ln(r_3/r_2)$ возрастает, а отношение $(1/\alpha_2 r_3)$ уменьшается. Исследование функции $q_l(r_3)$ на экстремум показывает, что $q_l = q_{l\,max}$ при условии $r_3 = \lambda_2/\alpha_2$ $(\alpha_2 r_3/\lambda_2 = 1)$.

В случае, когда требуется снизить термическое сопротивление теплоотдачи, поверхность теплообмена может быть увеличена путем оребрения. Значение теплового потока (2.20) при граничных условиях первого рода определяется, если принять $\alpha_1 \to \infty$ и $\alpha_2 \to \infty$ $(T_{ст1} = T_{ж1}$, $T_{ст2} = T_{ж2})$.

Чтобы оценить роль внутренних источников теплоты, рассмотрим задачу теплопроводности бесконечно длинного сплошного цилиндра при наличии объемного тепловыделения (за счет нагревания электрическим током, химических реакций, ядерных превращений или других физических эффектов).

Для одномерных задач при $\lambda = \text{const}$ уравнение (2.9) в цилиндрической системе координат принимает вид

$$\frac{d}{dr}(r\,dT/dr) = -q_v r/\lambda. \qquad (2.21)$$

После первого интегрирования $dT/dr = -0{,}5q_v r/\lambda + C_1/r$ и повторного имеем

$$T = -0{,}25q_v r^2/\lambda + C_1 \ln r + C_2. \qquad (2.22)$$

Так как при $r = 0$ из условий симметрии $dT/dr = 0$, $C_1 = 0$. При задании граничных условий третьего рода [см. выражение (2.8)]

$$\alpha(T_{ст} - T_{ж}) = -\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{ст}. \qquad (2.23)$$

На наружной поверхности цилиндра $r = R$, $(dT/dr)_{ст} = -0{,}5q_v R/\lambda$ и $T = T_{ст} = -0{,}25q_v R^2/\lambda + C_2$, поэтому с учетом (2.23) $C_2 = T_{ж} + 0{,}5q_v R(1/\alpha + 0{,}5R/\lambda)$. Подставив значения C_1 и C_2 в формулу (2.22), получим распределение температуры по радиусу цилиндра

$$T = T_{ж} + 0{,}5q_v R/\alpha + 0{,}25(q_v/\lambda)(R^2 - r^2). \qquad (2.24)$$

При $r = 0$ температура $T = T_{max}$, при $r = R$ имеем $T = T_{ст} = T_{ж} + 0{,}5q_v R/\alpha$. Вся выделяющаяся в цилиндре теплота рассеивается во внешнюю среду через его боковую поверхность:

$$Q = q_v \pi R^2 l,$$

где $\pi R^2 l$ – объем цилиндра длиной l.

Тепловой поток, отнесенный к 1 м длины, $q_l = -2\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial r}\right)_{ст} \pi r = 2\alpha(T_{ст} - T_{ж})\pi r = \pi R^2 q_v$.

Для определения распределения температуры $T(r)$ при граничных условиях первого рода в выражении (2.24) необходимо принять $\alpha \to \infty$, $T_{ж} = T_{ст}$.

Теплопроводиость при нестациоиарном режиме

Нестационарные процессы теплопроводности сопровождаются изменением во

времени температуры, внутренней энергии и энтальпии вещества и наблюдаются при нагревании или охлаждении тел. При протекании нестационарных процессов с течением времени температура в каждой точке тела может стремиться к некоторому определенному предельному значению или периодически изменяться.

В большинстве случаев процесс теплопроводности удается разделить на несколько стадий. Первая стадия характеризуется существенной зависимостью температурного поля от начальных условий. Вторая стадия включает режим упорядоченного процесса и, в частности, может включать регулярный режим, для которого характерна монотонная зависимость изменения температуры во времени

$$\partial(\ln\theta)/dt = -m,$$

где θ – разность температур тела и среды; m – постоянная (темп охлаждения).

На этой стадии определяющими являются условия на границах тела. Третья стадия соответствует режиму стационарной теплопроводности. Задачи нестационарной теплопроводности решаются как точными аналитическими, так и приближенными численными методами. Рассмотрим один из аналитических методов – метод разделения переменных или метод Фурье. При постоянных физических свойствах тела и $q_v = 0$ уравнение (2.5) принимает вид

$$\partial T/\partial t = a\nabla^2 T, \qquad (2.25)$$

где $a = \lambda/(c\rho)$ – коэффициент температуропроводности, характеризующий скорость изменения температуры в теле; $\nabla^2 T$ – дифференциальный оператор – мера отклонения температуры в данной точке тела от средней температуры в ее окрестности.

Чтобы получить решение уравнения (2.25) в наиболее общем виде, целесообразно ввести новые безразмерные переменные: время (через комплекс Фурье) $\mathrm{Fo} = at/\delta^2$; температуру $\theta = (T - T_ж)/(T_1 - T_ж)$ и координаты x/δ, y/δ и z/δ (T_1 – температура тела в начальный момент времени; δ – характерный размер тела). Поскольку

$$\frac{\partial\theta}{\partial(\mathrm{Fo})} = \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)\delta^2/a(T_1 - T_ж),$$

$\nabla^2\theta = \nabla^2 T\delta^2/(T_1 - T_ж)$, а следовательно,

$$\frac{\partial T}{\partial t} = [a(T_1 - T_ж)/\delta^2]\frac{\partial\theta}{\partial(\mathrm{Fo})}$$ и

$$\nabla^2 T = \nabla^2\theta(T_1 - T_ж)/\delta^2,$$

уравнение (2.25) в новых переменных примет вид

$$\frac{\partial\theta}{\partial(\mathrm{Fo})} = \nabla^2\theta \quad (0 \leqslant \theta \leqslant 1,\ \mathrm{Fo} \geqslant 0). \qquad (2.26)$$

Метод разделения переменных основан на подборе частных решений, удовлетворяющих уравнению (2.26) и граничным условиям. Линейная комбинация этих решений должна отвечать начальным условиям. Решение исходного уравнения представляется в виде произведения двух новых иеизвестных функций, одна из которых φ зависит только от времени, а другая ψ – только от координат. Подставив эти функции в уравнение (2.26), получим $\varphi'\psi = \varphi\nabla^2\psi$, или после разделения переменных

$$\varphi'/\varphi = \nabla^2\psi/\psi. \qquad (2.27)$$

Так как φ'/φ зависит только от времени, а $\nabla^2\psi/\psi$ – только от координат, равенство (2.27) возможно лишь при условии $\varphi'/\varphi = \nabla^2\psi/\psi = \mathrm{const}$. Обозначив пока неизвестную константу $(-\beta^2)$, получим два обыкновенных дифференциальных уравнения

$$\varphi' + \beta^2\varphi = 0; \qquad (2.28)$$

$$\nabla^2\psi + \beta^2\psi = 0 \qquad (2.29)$$

для определения φ и ψ.

В качестве примера рассмотрим процесс охлаждения (или нагревания) неограниченной плоской стенки (пластины)

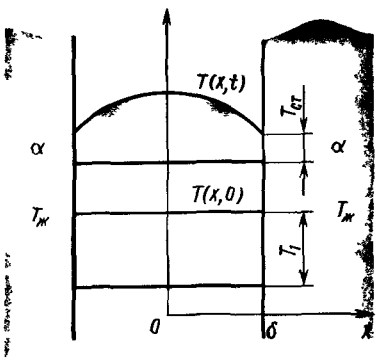


Рис. 2.2.
Распределение температуры в неограниченной плоской стенке при нестационарном режиме

толщиной 2δ, которую помещают в жидкую или газообразную среду с постоянной температурой $T_ж$. Распределение температуры в неограниченной плоской стенке при нестационарном режиме показано на рис. 2.2. Интенсивность теплоотдачи на границах пластины определяется коэффициентом теплоотдачи α. В начальный момент времени температура пластины $T_1 = \text{const}$. В рассматриваемом одномерном случае при $\nabla^2\theta = \frac{\partial^2\theta}{\partial\xi^2}$ исходное уравнение теплопроводности (2.26) можно представить как

$$\frac{\partial\theta}{\partial(\text{Fo})} = \frac{\partial^2\theta}{\partial\xi^2}, \qquad (2.30)$$

где $\xi = x/\delta$ $(-1 \leqslant \xi \leqslant 1)$; начало координат помещено в центральной плоскости пластины.

В безразмерных переменных граничные условия третьего рода примут вид

$$\theta_{ст}\text{Bi} = \mp\left(\frac{\partial\theta}{\partial\xi}\right)_{ст}, \qquad (2.31)$$

где $\text{Bi} = \alpha\delta/\lambda$ – безразмерный комплекс Био; $\theta_{ст} = (T_{ст} - T_ж)/(T_1 - T_ж)$ – безразмерная температура стенки.

Начальные условия: $\theta = (T_1 - T_ж)/(T_1 - T_ж) = 1$ $(T = T_1)$ при $\text{Fo} = 0$ $(t = 0)$. Поскольку для одномерной задачи $\nabla^2\psi = d^2\psi/d\xi^2 = \psi''$, решения уравнений (2.28) и (2.29) могут быть представлены в форме $\varphi(\text{Fo}) = e^{-\beta^2\text{Fo}}$ и $\psi(\xi) = C_1\cos(\beta\xi) + C_2\sin(\beta\xi)$.

Ввиду симметрии граничных и начальных условий $\left(\frac{\partial\theta}{\partial\xi}\right)_{\xi=0} = 0$, $\left(\frac{\partial\psi}{\partial\xi}\right)_{\xi=0} = 0$, $C_2 = 0$ и $\theta = C_1[\cos(\beta\xi)]e^{-\beta^2\text{Fo}}$. Подставив значения $\theta_{ст} = [\theta]_{\xi=1}$ и $\left(\frac{\partial\theta}{\partial\xi}\right)_{\xi=1}$ в (2.31), получим уравнение для определения константы β в виде $\text{Bi}\cos\beta = \beta\sin\beta$ $(i = 1, 2, 3, \ldots, \infty)$ или $\text{Ctg}\,\beta_i = \beta_i/\text{Bi}$. Каждый корень β_i этого уравнения соответствует частному решению уравнения (2.30), поэтому общее решение может быть представлено в виде суммы:

$$\theta = \sum_{i=1}^{\infty} C_i[\cos(\beta_i\xi)]e^{-\beta_i^2\text{Fo}}. \qquad (2.32)$$

В соответствии с начальными условиями (при $\text{Fo} = 0$ $\theta = \theta_1 = 1$, $e^{-\beta_i^2\text{Fo}} = 1$) $\sum_{i=1}^{\infty} C_i\cos(\beta_i\xi) = 1$. Умножим обе части этого равенства на $\cos(\beta_j\xi)$ и проинтегрируем в пределах от -1 до $+1$:

$$\sum_{i=1}^{\infty}\int_{-1}^{+1} C_i\cos(\beta_i\xi)\cos(\beta_j\xi)\,d\xi = \int_{-1}^{+1}\cos(\beta_j\xi)\,d\xi. \qquad (2.33)$$

С учетом свойств системы ортогональных функций все слагаемые уравнения (2.33) при $i \neq j$ равны нулю, поэтому при $i = j$ уравнение (2.33) можно представить в виде

$$C_i = \int_{-1}^{+1}\cos(\beta_i\xi)\,d\xi \Big/ \int_{-1}^{+1}\cos^2(\beta_i\xi)\,d\xi =$$

$$= 2\sin\beta_i/[\beta_i + \sin\beta_i\cos\beta_i].$$

Каждому значению β_i соответствует определенное значение константы интег-

рирования C_i. Для определения значений β_i и C_i существуют таблицы.

Анализ результатов решения показывает, что для расчета значений θ достаточно ограничиться шестью членами ряда. Из полученного решения следует, что при $Bi < 0{,}1$ температура поверхности и середины пластины практически одинакова при всех Fo. При $Bi > 100$ можно считать, что $T_{ст} \approx T_{ж}$.

Температуры поверхностей и середины пластины могут быть также найдены с помощью имеющихся номограмм, на которых приведены зависимости $\theta_{ст}$ и θ_0 от безразмерного времени at/δ^2 при различных значениях $\alpha\delta/\lambda$ (θ_0 – безразмерная температура середины пластины).

Для вычисления температур в пластине по формуле (2.32) на ЭВМ можно воспользоваться следующей программой на языке ФОРТРАН:

```
  DIMENSION A(6), B(6), TX(12), A1(6),
&B1(6)
1 FORMAT (5F13.6/4E13.5, I4)
  READ (1, 1) TF, TN, T, DT, BT, TP,
&RO, TE, AL, K
  WRITE(3, 1) TF, TN, T, DT, BT, TP,
&RO, TE, AL, K
2 FORMAT (F13.6)
  AK = TP/(TE * RO)
  PI = 3.1415926
  EPS = 0.0001
  BI = AL * BT/TP
  DO8 J = 1, 6
  B1(J) = PI * (J - 1) + 0.001
  A1(J) = PI * 0.5 * (2 * J - 1)
  D = B1(J)
  E = A1(J)
10 FA = BI * cos(D)/SIN(D) - D
  FB = BI * cos(E)/SIN(E) - E
  DFA = - BI/SIN(D) * * 2 - 1
  D = D - FA/DFA
  E = E - (E - D)/(FB - FA) * FB
  IF (E - D - EPS) 12, 12, 10
12 B(J) = (D + E) * 0.5
8 A(J) = 2 * SIN(B(J))/(B(J) +
&SIN(B(J)) * cos(B(J)))
  WRITE(3, 2)(A(J), J = 1, 6), (B(J),
&J = 1, 6)
5 DO3 I = 1, K
  F = - (AK/(BT * * 2)) * T
  X = 0.
  DO 6 L = 1, 11
  C = 0.
  DO4 J = 1, 6
4 C = C + A(J) * COS(B(J) * X) *
&EXP((B(J) * * 2) * F)
  TX(L) = TF - (TF - TN) * C
6 X = X + 0.1
  WRITE(3, 7)T, (TX(L), L = 1, 11)
7 FORMAT (1X, 'T = ', F5.1, 5X/(15X,
&11(F15.7, 2X)))
3 T = T + DT
  STOP
  END
```

В программе $T_{ж}$, T_1, t, δ, x/δ, λ, ρ, c и α обозначены соответственно через TF, TN, T, BT, X, TP, RO, TE и AL. Температура в пластине, соответствующая заданным в программе значениям x/δ (0; 0,1; 0,2; 0,3; ...; 1), обозначена через TX(L), где L = 1, 2, 3, ..., 11 – параметр пространственного цикла; в программе K – общее число моментов времени t, для которых вычисляются температуры TX(L):

1) для t = T (I = 1), заданного в исходных данных;

2) для t = T + DT (I = 2);

. . . . . .

к) для t = T + (K – 1) DT (I = K).

Здесь DT – заданный шаг по времени; I – параметр временного цикла.

Константы C_i и β_i обозначены соответственно через A(J) и B(J), где J – номер члена ряда, $1 \leqslant J \leqslant 6$. В процессе выполнения программы значения β_i (для i = 1, 2, 3, ..., 6) вычисляются путем решения уравнения $\operatorname{ctg}\beta_i = \beta_i/Bi$, а значения C_i находятся по приведенной выше формуле.

После того как получено распределение температур в пластине $\theta = \theta(\xi, Fo)$, для каждого значения Fo можно определить количество теплоты

Q_t, воспринятое или отданное пластиной во внешнюю среду:

$$Q_t/Q_{t0} = 0{,}5 \int_{-1}^{+1} (1-\theta)\,d\xi,$$

где $Q_t = 2c\rho\delta A(T_1 - \bar{T}) =$

$$= c\rho A \int_{-\delta}^{+\delta} (T_1 - T)\,dx;$$

$$Q_{t0} = 2c\rho\delta(T_1 - T_ж)A;$$

A – площадь поверхности пластины; $\bar{T}$ – среднеобъемная температура пластины.

Аналогичные решения задач теплопроводности существуют также для тел, имеющих форму бесконечно длинного цилиндра и шара.

Задачи нестационарной теплопроводности для некоторых тел ограниченной протяженности (цилиндра, параллелепипеда, призмы) могут быть решены с помощью принципа наложения решений. Например, если цилиндр длиной 2δ помещен в среду с температурой $T_ж$, то при интенсивности теплоотдачи α, одинаковой со всех сторон, его температура определится произведением $\theta_ц\theta_п$ безразмерных температур бесконечного цилиндра того же радиуса и неограниченной пластины толщиной 2δ. Справедливость этого можно установить путем подстановки произведения $\theta_ц\theta_п$ в исходное уравнение. Однако принцип наложения решений применим только для тех задач, которые описываются уравнением теплопроводности в линейном приближении, т. е. при постоянных значениях λ, c и ρ и линейных граничных условиях.

2.2. Численные методы решения задач теплопроводности

Явные и неявные конечно-разностные аппроксимации

Для решения многих (особенно многомерных) задач с переменными значениями λ, c и ρ и зависимостью q_v от координат и времени, переменными и нелинейными граничными условиями точные аналитические методы оказываются неприемлемыми. Вместо точных аналитических методов в таких случаях используются приближенные методы решения уравнений типа (2.5) и, в частности, метод конечных разностей.

При численном решении задачи этим методом нельзя получить решение во всех точках некоторой области пространства. Приближенное решение может быть найдено лишь в некотором конечном множестве точек. При численном решении дифференциальное уравнение необходимо заменить его конечно-разностным аналогом. С этой целью область непрерывного изменения аргумента следует заменить дискретной областью и вместо дифференциального оператора использовать так называемый разностный оператор уравнения. После этого приближенное численное решение дифференциального уравнения сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений.

Для решения могут быть использованы разностные уравнения, составленные как по явной, так и неявной конечно-разностной схеме.

Явные конечно-разностные уравнения. При разностном решении одномерного дифференциального уравнения теплопроводности $\frac{\partial T}{\partial t} = a\frac{\partial^2 T}{\partial x}$ входящие в него производные приближенно аппроксимируются производными в конечных разностях. При этом разностный аналог дифференциального уравнения принимает вид

$$(T_i^{k+1} - T_i^k)/\Delta t =$$

$$= a(T_{i+1}^k - 2T_i^k + T_{i-1}^k)/(\Delta x)^2. \qquad (2.34)$$

В этом уравнении частные производные от температуры T по времени t и от температуры по координате x заменены их приближенными значениями, а соответствующие дифференциалы – конечными приращениями. В частности, Δx и Δt – это малые при-

ращения (шаги) соответственно по координате и по времени. Аппроксимация производной $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$ выполнена по следующей схеме:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \approx [(T^k_{i+1} - T^k_i)/\Delta x - (T^k_i - T^k_{i-1})/\Delta x]/$$

$$/\Delta x = (T^k_{i+1} - 2T^k_i + T^k_{i-1})/(\Delta x)^2.$$

При решении уравнения (2.34) температуры определяют в точках $i = 1, 2, 3, \ldots, n$, лежащих на оси x. При этом предполагается, что в каждый момент времени t распределение температуры в промежутках между соседними точками является линейным. При решении многомерных задач эти точки обычно называют узлами пространственной сетки. Интервалы между ними в простейшем случае одинаковы и равны Δx.

Разностное уравнение (2.34) следует рассматривать как систему линейных алгебраических уравнений, число которых n равно числу неизвестных температур. Индексы k и $(k + 1)$ обозначают моменты времени, которым соответствуют значения температуры: T^k – температура в момент времени t, T^{k+1} – температура в момент времени $t + \Delta t$. В процессе вычисления неизвестных температур T^{k+1}_i система, состоящая из n алгебраических уравнений, последовательно решается для каждого шага по времени. При этом решение повторяется столько раз, сколько шагов (слоев) в расчетном промежутке времени.

Правильный выбор Δt и Δx при решении системы явных конечно-разностных уравнений имеет важное значение. Сравнение точного и численного решений показывает, что вычисления с $a\Delta t/(\Delta x)^2 \leqslant 0{,}5$ приводят к вполне удовлетворительным результатам, в то время как при $a\Delta t/(\Delta x)^2 > 0{,}5$ в процессе решения появляется неустойчивость. Значение Δt следует выбирать таким, чтобы оно удовлетворяло условиям устойчивости.

Разностное уравнение (2.34) может быть представлено в форме

$$T^{k+1}_i = AT^k_{i+1} + BT^k_i + CT^k_{i-1}, \qquad (2.35)$$

где $A = C = a\Delta t/(\Delta x)^2$;

$B = 1 - 2a\Delta t/(\Delta x)^2$.

Для двухмерной задачи правая часть уравнения (2.35) содержит пять различных температур, а для трехмерной – семь.

Для простоты рассуждений примем, что все значения $T > 0$. В общем случае среди известных значений T^k_{i+1}, T^k_i и T^k_{i-1} найдется по одному наибольшему и наименьшему. Если теперь предположить, что T^k_{i+1} – наибольшее значение, а T^k_{i-1} – наименьшее, и учесть, что $A + B + C = 1$, то, поскольку $T^{k+1}_i = T^k_{i+1} - B(T^k_{i+1} - T^k_i) - C(T^k_{i+1} - T^k_{i-1})$ и $T^{k+1}_i = T^k_{i-1} + A(T^k_{i+1} - T^k_{i-1}) + B(T^k_i - T^k_{i-1})$ при положительных A, B и C, значение определяемой температуры T^{k+1}_i будет удовлетворять условию $T^k_{i+1} < T^{k+1}_i < T^k_{i-1}$ и будет заведомо ограничено. Коэффициенты A и C из физических соображений не могут быть меньше нуля, поэтому, чтобы исключить неограниченный рост T^{k+1}_i в процессе решения, при выборе Δt необходимо выполнять условие устойчивости системы разностных уравнений: $B = (1 - 2a\Delta t/(\Delta x)^2) \geqslant 0$ или $a\Delta t/(\Delta x)^2 \leqslant 0{,}5$, т. е. максимально допустимый шаг по времени $\Delta t_{\text{доп}} = 0{,}5(\Delta x)^2/a$.

С помощью аналогичной системы неравенств можно вывести условия устойчивости для решения многомерных задач по рассмотренной выше явной схеме, а также найти условия устойчивости разностных уравнений, соответствующих узлам, лежащим на границах тела. Так, одномерное разностное уравнение, приближенно выражающее условие теплового баланса для граничного узла *1* (рис. 2.3) разностной сетки,

$$\alpha^k_1(T^k_{\text{ж}1} - T^k_1) - \lambda(T^k_1 - T^k_2)/\Delta x =$$

$$= 0{,}5c\rho\Delta x(T^{k+1}_1 - T^k_1)/\Delta t. \qquad (2.36)$$

Здесь первое слагаемое левой части выражает плотность теплового потока, переносимого путем конвекции от среды

с температурой $T_{ж1}$ к поверхности неограниченной плоской стенки, второе – плотность теплового потока, переносимого путем теплопроводности от граничного узла *1* к узлу *2* твердого тела. Правая часть уравнения (2.36) учитывает изменение энтальпии массы тела, соответствующей толщине слоя стенки $0{,}5\Delta x$, за малый промежуток времени Δt.

После приведения уравнения (2.36) к виду (2.35) из неравенств, выражающих условия устойчивости, можно получить $a\Delta t(1+\alpha_1\Delta x/\lambda)/(\Delta x)^2 \leqslant 0{,}5$. Для граничного узла сетки наибольший допустимый шаг по времени зависит не только от Δx и a, но и от коэффициентов теплоотдачи α_1 и теплопроводности λ.

Неявные конечно-разностные уравнения. Для повышения точности решения значения Δx следует выбирать достаточно малыми, а значения Δt должны быть пропорциональны $(\Delta x)^2$, что следует из условий устойчивости. Однако при этом для завершения процесса решения может потребоваться чрезмерно большое число шагов по времени, в связи с чем решение окажется практически невыполнимым. В этих случаях используются неявные конечно-разностные уравнения вида

$$(T_i^{k+1}-T_i^k)/\Delta t = a(T_{i+1}^{k+1}-2T_i^{k+1}+T_{i-1}^{k+1})/(\Delta x)^2. \qquad (2.37)$$

Разности по времени в системах уравнений (2.34) и (2.37) вычисляются соответственно вперед и назад относительного момента времени, для которого составлены пространственные разности.

Система (2.37) безусловно устойчива, но процедура решения неявных разностных уравнений осложняется тем, что каждое из них (за исключением уравнений для границ) содержит три неизвестные температуры T_{i+1}^{k+1}, T_i^{k+1} и T_{i-1}^{k+1}, и все n уравнений должны решаться совместно. Поскольку система уравнений (2.37) имеет трехдиагональную матрицу, составленную из коэффициентов при неизвестных, каждое уравнение содержит не более трех неизвестных функций, и для получения решения может быть применен метод разностной факторизации или прогонки. Представим разностное уравнение (2.37) для i-го узла в форме

$$-A_iT_{i+1}^{k+1}+B_iT_i^{k+1}-C_iT_{i-1}^{k+1}=D_i. \qquad (2.38)$$

Линейная зависимость T_i^{k+1} от T_{i+1}^{k+1} может быть выражена соотношением

$$T_i^{k+1}=E_iT_{i+1}^{k+1}+F_i, \qquad (2.39)$$

где E_i и F_i – некоторые пока неизвестные коэффициенты.

Аналогично получаем $T_{i-1}^{k+1} = E_{i-1}T_i^{k+1}+F_{i-1}$. Подставим значение T_{i-1}^{k+1} в уравнение (2.38), тогда

$$T_i^{k+1}=[A_i/(B_i-C_iE_{i-1})]\,T_{i+1}^{k+1}+(D_i+C_iF_{i-1})/(B_i-C_iE_{i-1}). \qquad (2.40)$$

Сравнение выражений (2.40) и (2.39) показывает, что

$$E_i=A_i/(B_i-C_iE_{i-1});$$
$$F_i=(D_i+C_iF_{i-1})/(B_i-C_iE_{i-1}). \qquad (2.41)$$

Решение поставленной задачи состоит в последовательном вычислении коэффициентов прогонки E_i и F_i с E_1, F_1 по E_n, F_n с определением неизвестных температур по уравнению (2.39) в обратном порядке. Например, если необходимо определить температурное поле в неограниченной плоской стенке, состоящей из слоя изоляции (δ) и тонкого металлического слоя ($\delta_м$), при переменных граничных условиях третьего рода (рис. 2.3), то систему неявных конечно-разностных уравнений можно представить в виде

$$(T_1^{k+1}-T_1^k)/\Delta t=2[\alpha_1^{k+1}(T_{ж1}^{k+1}-T_1^{k+1})+\lambda(T_2^{k+1}-T_1^{k+1})/\Delta x]/c\rho\,\Delta x; \qquad (2.42)$$

$$(T_2^{k+1}-T_2^k)/\Delta t = a(T_3^{k+1}-2T_2^{k+1}+T_1^{k+1})/(\Delta x)^2; \qquad (2.43)$$

$$(T_3^{k+1}-T_3^k)/\Delta t = a(T_4^{k+1}-2T_3^{k+1}+T_2^{k+1})/(\Delta x)^2; \qquad (2.44)$$

. . . . . .

$$(T_n^{k+1}-T_n^k)/\Delta t =$$
$$=2[\lambda(T_{n-1}^{k+1}-T_n^{k+1})/\Delta x +$$
$$+\alpha_2^{k+1}(T_{ж2}^{k+1}-T_n^{k+1})]/c\rho\omega\Delta x, \qquad (2.45)$$

где α_1 и $T_{ж1}$ – коэффициент теплоотдачи и температура жидкости или газа со стороны теплоизоляции; α_2 и $T_{ж2}$ – то же, со стороны металлического слоя; $a=\lambda/(c\rho)$ – коэффициент температуропроводности слоя теплоизоляции; n – число узлов; $\omega=1+2c_м\delta_м\rho_м/(c\rho\Delta x)$.

Распределение температур в стенке в начальный момент времени задано. Разностные уравнения (2.42) и (2.45), соответствующие граничным узлам, составлены из условий теплового баланса [см. уравнение (2.36)]. При составлении уравнения (2.45) к узлу n отнесли слой изоляции толщиной $0{,}5\Delta x$ и металлический слой толщиной $\delta_м$.

Если не требуется высокой точности, то для простоты решения стенку можно разбить на три узла (*1, 2, 3*). Приводя систему уравнений (2.42)–(2.45) к виду (2.38) и учитывая, что $n=3$, получим

$$-2khT_2^{k+1}+(1+2hp_1)T_1^{k+1}=T_1^k+2hQ_1; \qquad (2.46)$$

$$-khT_3^{k+1}+(1+2kh)T_2^{k+1}-khT_1^{k+1}=T_2^k; \qquad (2.47)$$

$$(1+2hp_2/\omega)T_3^{k+1}-(2kh/\omega)T_2^{k+1}=$$
$$=T_3^k+2hQ_3/\omega, \qquad (2.48)$$

где $k=\lambda/\Delta x$; $h=\Delta t/(c\rho\Delta x)$; $p_1=\alpha_1^{k+1}+k$. $p_2=\alpha_2^{k+1}+k$; $Q_1=\alpha_1^{k+1}T_{ж1}^{k+1}$; $Q_2=\alpha_2^{k+1}T_{ж2}^{k+1}$.

Сопоставим уравнения (2.46)–(2.48) с уравнением (2.38) и определим коэффициенты A_i, B_i, C_i и D_i. Тогда в соответствии с формулами (2.41)

$$E_1=2kh/(1+2hp_1);$$
$$F_1=(T_1^k+2hQ_1)/(1+2hp_1);$$
$$E_2=kh/[1+kh(2-E_1)];$$
$$F_2=(T_2^k+khF_1)/[1+kh(2-E_1)];\ E_3=0;$$
$$F_3=[T_3^k+2h(Q_2+$$
$$+kF_2)/\omega]/[1+2h(p_2-kE_2)/\omega].$$

В обратном порядке вычисляем неизвестные температуры T_3^{k+1}, T_2^{k+1} и T_1^{k+1} в узлах сетки для $(k+1)$-го момента времени: $T_3^{k+1}=F_3$; $T_2^{k+1}=E_2T_3^{k+1}+F_2$; $T_1^{k+1}=E_1T_2^{k+1}+F_1$. Однотипные операции выполняются для каждого последующего шага (слоя) по времени до тех пор, пока не будут определены температуры в узлах сетки в заданный момент времени. Как и в явных схемах, при выполнении первого шага по времени температуры T_1^k, T_2^k и T_3^k, входящие в D_i, задаются начальными условиями. При выполнении последующих шагов значения температур с верхним индексом k берутся с предыдущего слоя по времени, т. е. значение T_i^{k+1} становится T_i^k в последующем слое.

В неявных абсолютно устойчивых разностных схемах рассмотренного типа допустимый шаг по времени выбирается только из соображений требуемой точности, причем погрешность аппроксимации как явной, так и неявной схемы пропорциональна Δt и $(\Delta x)^2$. Однако в частных случаях, когда Δt и Δx выбраны так, что $a\Delta t/(\Delta x)^2=1/6$, эта погрешность существенно уменьшается и становится пропорциональной $(\Delta t)^2$ и $(\Delta x)^4$.

Явную (2.34) и неявную (2.37) схемы можно объединить:

$$(T_i^{k+1}-T_i^k)/\Delta t =$$
$$=a[(T_{i+1}^{k+1}-2T_i^{k+1}+T_{i-1}^{k+1})\sigma +$$
$$+(T_{i+1}^k-2T_i^k+T_{i-1}^k)(1-\sigma)]/\Delta x^2.$$

Тогда при $\sigma=0$ получится система явных, а при $\sigma=1$ система неявных конечно-разностных уравнений. Рациональный выбор весового множителя σ при автоматизированном расчете позволяет решить задачу по той схеме, которая в данных условиях потребует минимальных затрат машинного времени. Можно показать, что при $0\leqslant\sigma<0{,}5$ эта схема устойчива при условии $2a\Delta t/(\Delta x)^2\leqslant 1/(1-2\sigma)$. В интервале $1/2\leqslant\sigma\leqslant 1$ никаких ограничений на устойчивость не наложено. При $\sigma=$

$= 0{,}5 - (\Delta x)^2/(12a\Delta t)$ погрешность аппроксимации этой схемы пропорциональна $0[(\Delta t)^2] + 0[(\Delta x)^4]$. При этом наибольшая степень точности будет получена, если $a\Delta t/(\Delta x)^2 = 1/(2\sqrt{5})$.

Конечно-разностные схемы для решения двухмерных и трехмерных задач. Рассмотренный выше метод решения систем неявных конечно-разностных уравнений применим и при решении двухмерных задач нестационарной теплопроводности в случае использования следующей разностной схемы переменных направлений:

$$\frac{T_{i,j}^{k+1/2} - T_{i,j}^{k}}{\Delta t} = 0{,}5a\left[\frac{T_{i+1,j}^{k+1/2} - 2T_{i,j}^{k+1/2} + T_{i-1,j}^{k+1/2}}{(\Delta x)^2} + \frac{T_{i,j+1}^{k} - 2T_{i,j}^{k} + T_{i,j-1}^{k}}{(\Delta y)^2}\right]; \quad (2.49)$$

$$\frac{T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^{k+1/2}}{\Delta t} = 0{,}5a\left[\frac{T_{i+1,j}^{k+1/2} - 2T_{i,j}^{k+1/2} + T_{i-1,j}^{k+1/2}}{(\Delta x)^2} + \frac{T_{i,j+1}^{k+1} - 2T_{i,j}^{k+1} + T_{i,j-1}^{k+1}}{(\Delta y)^2}\right]. \quad (2.50)$$

Вторые производные, через промежутки времени равные $0{,}5\Delta t$, поочередно аппроксимируются в явном и неявном виде. Эта схема безусловно устойчива и имеет погрешность аппроксимации, пропорциональную Δt, $(\Delta x)^2$ и $(\Delta y)^2$. При решении системы конечно-разностных уравнений методом прогонки каждое из уравнений предварительно приводится к виду (2.38). В рассматриваемых условиях применение этого метода возможно, так как каждое из уравнений (2.49), (2.50) содержит не более трех неизвестных функций ($T_{i+1,j}^{k+0,5}$, $T_{i,j}^{k+0,5}$ и $T_{i-1,j}^{k+0,5}$ или $T_{i,j+1}^{k+1}$, $T_{i,j}^{k+1}$ и $T_{i,j-1}^{k+1}$).

Сложные многомерные задачи можно заменить последовательностью более простых одномерных. Например, при решении трехмерных задач теплопроводности может быть использована следующая безусловно устойчивая локально-одномерная схема:

$$\begin{aligned}
&(T_{i,j,l}^{k+1/3} - T_{i,j,l}^{k})/\Delta t = a(T_{i+1,j,l}^{k+1/3} - \\
&-2T_{i,j,l}^{k+1/3} + T_{i-1,j,l}^{k+1/3})/[3(\Delta x)^2]; \\
&(T_{i,j,l}^{k+2/3} - T_{i,j,l}^{k+1/3})/\Delta t = a(T_{i,j+1,l}^{k+2/3} - \\
&-2T_{i,j,l}^{k+2/3} + T_{i,j-1,l}^{k+2/3})/[3(\Delta y)^2]; \\
&(T_{i,j,l}^{k+1} - T_{i,j,l}^{k+2/3})/\Delta t = a(T_{i,j,l+1}^{k+1} - \\
&-2T_{i,j,l}^{k+1} + T_{i,j,l-1}^{k+1})/[3(\Delta z)^2].
\end{aligned} \quad (2.51)$$

В каждом разностном уравнении члены, аппроксимирующие вторые производные по двум из координат, полностью опущены. В этом случае эффективный метод прогонки применим и при решении многомерных задач.

ФОРТРАН-программа численного решения задачи нестационарной теплопроводности

Для расчета процесса нестационарной теплопроводности на ЭВМ ниже приводится программа численного решения задачи теплопроводности для неограниченной плоской металлической стенки, покрытой слоем тепловой изоляции, с учетом переменных граничных условий третьего рода (см. рис. 2.3). Алгоритм

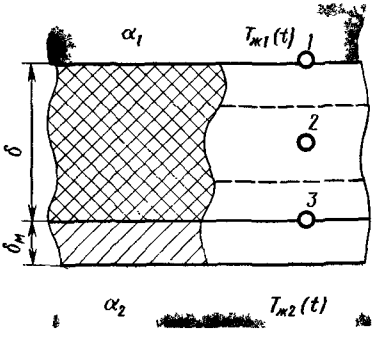


Рис. 2.3.
Схема расположения узлов при решении одномерной задачи теплопроводности разностным методом

Таблица 2.1

Величина (см. рис. 2.3)	Обозначение	Идентификатор
Номер варианта расчета	–	NM
Толщина теплоизоляционного слоя, м	δ	B
Толщина металлического слоя, м	$\delta_м$	BM
Физические свойства теплоизоляционного и металлического слоя:		
коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	λ, $\lambda_м$	TP, TM
массовая удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	c, $c_м$	TE, PM
плотность, кг/м^3	ρ	P
Число узлов разностной сетки	$3 \leqslant n \leqslant 100$	K
Температура среды со стороны теплоизоляционного слоя, K	a	A
	b	R
$T_{ж1} = at^k + b$	k	EN
Коэффициент теплоотдачи со стороны теплоизоляционного слоя $\alpha_1 = a_1 t + b_1$, Вт/(м^2·К)	a_1	AK
	b_1	BK
Температура среды со стороны металлического слоя, К	c	C
	d	D
$T_{ж2} = ct^m + d$	m	M
Коэффициент теплоотдачи со стороны металлического слоя, Вт/(м^2·К)	c_1	CK
$\alpha_2 = c_1 t + d_1$	d_1	DK
Время, с:		
шаг	Δt	DX
конечный момент	$t_к$	XK
начало печати	$t_{н\,п}$	XP
Шаг печати	$\Delta t_п$	DXP
Температура стенки в начальный момент времени, К	T_1	TN

численного решения этой задачи был рассмотрен выше. Перечень обозначений и идентификаторов приведен в табл. 2.1.

Переменные с индексами (одномерные массивы): T (I) – температура, E (I), F (I) – коэффициенты прогонки. (Задача решается по неявной абсолютно устойчивой конечно-разностной схеме.) Текст программы следующий.

```
      DIMENSION T(100), E(98), F(98)
12    FORMAT(I4, 7F13.6, I4, 9F13.6, I4,
     & 5F13.6)
      1FORMAT (F13.6)
      READ (1, 12) NM, B, BM, TP, TE, P,
     & TM, PM, K, A, R, AK, BK, EN, C, D,
     & CK, DK, M, DX, XK, XP, DXP, TN
6     DO 14I = 1, K
      T (I) = TN
      WRITE(3, 12) NM, B, BM, TP, TE, P,
     & TM, PM, K, A, R, AK, BK, EN, C,
     & D, CK, DK, M, DX, XK, XP, DXP,
     & TN
      WRITE(3, 1)(T (I), I = 1, K)
      S = B/(K – 1)
      H = DX/(TE * P * S)
      U = TP/S
      G = 1. + (2. * TM * PM * BM)/
     & (TE * P * S)
      H2 = 2. * H
      HG = H2/G
      A1 = U * H2
      A2 = U * H
      B2 = 1. + U * H2
      C2 = U * H
      CR = HG * U
      X = 0.
5     IF (X – XK + DX – 1.E – 6) 2, 2, 3
2     X = X + DX
      B1 = 1. + H2 * (AK * X + BK + U)
      BR = 1. + HG * (CK * X + DK + U)
      D1 = T(1) + H2 * (AK * X + BK) *
     & (A * X * * EN + R)
      DR = T(K) + HG * (CK * X + DK) *
     & (C * X * * M + D)
      E(1) = A1/B1
      F(1) = D1/B1
      N = K – 1
```

```
      DO 10 I = 2, N
      E(I) = A2/(B2 - C2 * E(I - 1))
   10 F(I) = (T(I) + C2 * F(I - 1))/(B2 -
     & C2 * E(I - 1))
      T(K) = (DR + CR * F(K - 1))/(BR -
     & CR * E(K - 1))
      L = K - 1
   11 IF (L - 1) 9, 8, 8
    8 T(L) = E(L) * T(L + 1) + F(L)
      L = L - 1
      GO TO 11
    9 IF (X - XP + 1.E - 6) 5, 7, 7
    7 WRITE (3, 1) X
      WRITE (3, 1) (T(I), I = 1, K)
      XP = XP + DXP
      GO TO9
    3 STOP
      END
```

При других граничных условиях в программу можно внести соответствующие изменения. Например, если на верхней границе вместо α_1 и $T_{ж1}$ задана плотность теплового потока $q_{ст1}$ (граничные условия второго рода), то в программе достаточно изменить порядок вычисления D1 : D1 = T(1) + H2 * R, где $R \equiv q_{ст1}$, и принять AK = BK = 0. При этом значения A и EN исключаются (не задаются). Для задания граничных условий первого рода на нижней границе принимается $\alpha_2 = 99990$ (взять очень большим, но не превышающим порядок, указанный в операторе 12FORMAT). Тогда заданное значение $T_{ж2}^{k+1}$ практически будет равно температуре $T_п^{k+1}$ на нижней границе.

2.3. Конвективный теплообмен

Процесс теплоотдачи

При неизотермическом движении среды процесс конвекции всегда сопровождается теплопроводностью, роль которой зависит от характера течения и свойств жидкости. Условимся в дальнейшем под жидкостью (средой) понимать не только капельную жидкость, но и газ. Процесс теплоотдачи может происходить при естественной (свободной) и вынужденной конвекции.

Естественная конвекция, например, воздуха в помещении сопровождается его нагревом от радиатора отопления.

Вынужденная конвекция, например, при движении нагретой жидкости под действием разности давлений на концах трубы сопровождается ее охлаждением. В общем случае вынужденная конвекция может происходить вместе с естественной (смешанная конвекция).

Интенсивность теплоотдачи зависит от многих факторов и в частности от вида конвекции (свободная или вынужденная), режима течения жидкости (ламинарный или турбулентный), физических свойств среды (плотности ρ, теплопроводности λ, динамической вязкости μ, массовой удельной теплоемкости c, коэффициента объемного расширения $\beta = -\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p / \rho$, а также от формы и размеров теплоотдающей или теловоспринимающей поверхности обтекаемого средой тела.

Естественная (свободная) конвекция возникает под действием неоднородного поля внешних массовых сил (сил гравитационного, инерционного, магнитного или электрического поля), приложенных к частицам жидкости внутри системы.

Вынужденная конвекция возникает под действием внешних поверхностных сил, приложенных на границах системы, или под действием однородного поля массовых сил, действующих в жидкости внутри системы. Вынужденная конвекция может осуществляться также за счет запаса кинетической энергии, полученной жидкостью вне рассматриваемой системы.

При обтекании твердых тел потоком вязкой несжимаемой жидкости с постоянными физическими свойствами процесс теплоотдачи описывается системой дифференциальных уравнений, включающей уравнения движения, неразрывности и энергии. В двухмерном приближении эта система уравнений имеет вид

$$\rho\,(dw_x/dt) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x \beta \Delta T + \mu \nabla^2 w_x, \quad (2.52)$$

$$\rho\,(dw_y/dt) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y \beta \Delta T + \mu \nabla^2 w_y; \quad (2.53)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \quad (2.54)$$

$$\rho c\,(dT/dt) = \lambda \nabla^2 T, \quad (2.55)$$

где x и y – декартовы координаты; w_x и w_y – проекции вектора скорости на оси x и y; p – разность действительного давления движущейся жидкости и гидростатического давления покоящейся жидкости; g_x и g_y – проекции ускорения поля внешних массовых сил; $\Delta T = T - T_ж$; $d/dt = \frac{\partial}{\partial t} + w_x \frac{\partial}{\partial x} + w_y \frac{\partial}{\partial y}$ – полная производная (в условиях стационарных процессов $\frac{\partial}{\partial t} = 0$).

При выводе уравнений движения (2.52), (2.53) и уравнения неразрывности (2.54) использованы второй закон Ньютона, закон сохранения массы и опытный закон вязкого трения.

Физический смысл уравнений движения состоит в том, что произведение массы на ускорение $[\rho(\vec{dw}/dt)]$ равно сумме всех сил, действующих на элемент объема, выделенный в жидкости [сил давления grad p, подъемной силы $\rho\vec{g}\beta\Delta T$, равной разности архимедовой силы выталкивания и силы тяжести, и сил внутреннего трения ($\mu\nabla^2\vec{w}$), вызванных вязкостью жидкости]. Можно также сказать, что эти уравнения выражают закон сохранения импульса.

При выводе уравнений движения предполагалось, что зависимостью ρ от p можно пренебречь и входящая в уравнения плотность $\rho = \text{const}$ (несжимаемая жидкость). Однако причиной естественной конвекции является изменение плотности в зависимости от температуры, что учтено произведением $\beta\Delta T$. (Это справедливо при линейном изменении плотности от температуры.)

Уравнение (2.55) выражает закон сохранения энергии и является уравнением энергии. Оно может быть выведено путем замены в уравнении теплопроводности (2.25) справедливого для твердого тела частной производной $\frac{\partial T}{\partial t}$ на полную dT/dt. Такая замена произведена с целью перехода от твердого тела к движущейся среде, в которой температура может изменяться не только в зависимости от времени, но и вследствие перемещения элемента объема в пространстве.

Таким образом, левая часть уравнения (2.55) учитывает перенос теплоты путем конвекции, а правая – путем теплопроводности. Уравнения энергии для газа и жидкости несколько различаются. В простейшем случае течения несжимаемой жидкости с постоянными λ, μ, c и β различие состоит в том, что в уравнении (2.55) для газа вместо теплоемкости c используется изобарная теплоемкость c_p. Это следует из подробного вывода уравнения (2.55) на основе первого закона термодинамики.

Система уравнений (2.52)–(2.55) содержит следующие неизвестные функции: $w_x(x, y)$, $w_y(x, y)$, $p(x, y)$ и $T(x, y)$. В общем случае между полями скоростей и температур существует двусторонняя связь. В частном случае, когда действием подъемной силы $\rho\vec{g}\beta\Delta T$ можно пренебречь, поле скоростей при постоянных физических свойствах жидкости не зависит от поля температур. Аналогично уравнению теплопроводности систему уравнений (2.52)–(2.55) следует дополнить комплексом геометрических, физических, граничных и началь-

ных условий. При решении стационарных задач начальные условия не задаются.

Условия однозначности определяют форму и размеры обтекаемого средой твердого тела, физические свойства среды (λ, μ, c, ρ, β), а также условия протекания процесса на границах. Граничные условия обычно задаются в следующей форме: $w_x = w_y = 0$, $T = T_{ст}$ при $y = 0$; $w_x = w$, $T = T_ж$ при $y = \infty$ (y – координата, нормальная к поверхности тела и отсчитываемая от его поверхности; w – скорость невозмущенного набегающего потока; $T_ж$ – температура жидкости вдали от тела; $T_{ст}$ – температура поверхности тела). Продольная составляющая скорости $w_x = 0$, так как жидкость или газ, обтекающие тело, прилипают к его поверхности, что установлено опытным путем и справедливо для сплошной среды. Условия прилипания нарушаются только при обтекании тел потоком сильно разреженного газа; $w_y = 0$ вследствие непроницаемости поверхности тела.

В соответствии с законами теплоотдачи Ньютона (2.6) и теплопроводности Фурье (2.1) уравнение теплообмена на границе между твердым телом и средой принимает вид

$$\alpha(T_{ст} - T_ж) = -\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{ст}. \qquad (2.56)$$

Правая часть этого уравнения выражает плотность теплового потока, переносимого путем теплопроводности через теоретически бесконечно тонкий слой жидкости, неподвижный относительно поверхности обтекаемого тела.

Система уравнений (2.52)–(2.56) с заданными условиями однозначности позволяет определить неизвестный коэффициент теплоотдачи α, а следовательно, плотность теплового потока $q_{ст}$, поступающего от тела к потоку (или в обратном направлении). При этом $q_{ст} = \alpha(T_{ст} - T_ж)$. Однако аналитическое решение системы в общем виде практически невыполнимо и может быть получено только при введении упрощающих предположений. В некоторых случаях, например, для ламинарных течений задача может быть решена численными методами с помощью ЭВМ. Трудности теоретического исследования явлений теплоотдачи приводят к широкому использованию полуэмпирических методов и экспериментальных данных.

Методы подобия и размерности

Необходимые и достаточные условия подобия физических явлений. Понятие подобия можно использовать не только в геометрии, но и распространить на физические явления. Подобными могут быть явления, имеющие одну и ту же физическую природу. Для подобия физических явлений необходимо, чтобы поля всех физических величин, характеризующих исследуемые явления, отличались только масштабом. Рассмотрим в качестве примера подобие процессов нестационарной теплопроводности. Из уравнения теплопроводности (2.25) с учетом геометрических, физических, граничных и начальных условий следует, что явление теплопроводности в одномерном приближении характеризуется восемью размерными величинами

$$(T - T_ж),\ x,\ t,\ l,\ a,\ \lambda,\ \alpha,\ (T_1 - T_ж), \qquad (2.57)$$

где $T = T(x,\ t)$ – неизвестная функция; l – некоторый характерный размер тела.

Физическое подобие возможно только при геометрическом подобии систем:

$$x''/x' = l''/l' = C_l, \qquad (2.58)$$

Условия однозначности к системе уравнений, описывающих явление теплоотдачи, состоят из геометрических, физических, граничных и начальных условий.

Физическое подобие – соответствие между физическими процессами, выражающееся в тождественности их безразмерных математических описаний.

где один штрих – для модели натурного объекта (на которой предполагается экспериментально исследовать явление теплопроводности), а два штриха – для натурного объекта, который обычно еще только проектируется; C_l – константа подобия координат и геометрических размеров.

Кроме того, для подобия рассматриваемых явлений необходимо, чтобы преобразование подобия (2.58) выполнялось для всех физических величин, характеризующих явления, т. е.

$$a''/a' = C_a;\ \lambda''/\lambda' = C_\lambda;\ \alpha''/\alpha' = C_\alpha;$$
$$T''_ж/T'_ж = T''_1/T'_1 = T''/T' = C_T;$$
$$t''/t' = C_t. \qquad (2.59)$$

Константы подобия вычисляются для сходственных точек модели и натурного объекта, т. е. точек, координаты которых связаны между собой преобразованием (2.58) и в моменты времени, соотношение которых равно C_t. При существовании подобия константы C_t, C_a, C_λ, C_α и т. д. не зависят ни от координат, ни от времени.

Из изложенного следует, что для подобия физических явлений необходимо, чтобы они имели одну и ту же физическую природу, описывались одинаковыми дифференциальными уравнениями и имели подобные условия однозначности. Однако для таких сложных явлений, как процесс теплообмена, эти условия оказываются все же недостаточными для существования подобия.

Уравнения, описывающие процессы теплопроводности в модели (′) и натурном объекте (″), имеют вид

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial T'}{\partial t'} = a'\frac{\partial^2 T'}{\partial x'^2};\\ &\alpha'(T'_{ст} - T'_ж) = -\lambda'\left(\frac{\partial T'}{\partial x'}\right)_{ст}; \end{aligned}\right\} \qquad (2.60)$$

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial T''}{\partial t''} = a''\frac{\partial^2 T''}{\partial x''^2};\\ &\alpha''(T''_{ст} - T''_ж) = -\lambda''\left(\frac{\partial T''}{\partial x''}\right)_{ст}. \end{aligned}\right\} \qquad (2.61)$$

В соответствии с условиями (2.58), (2.59) уравнения (2.61) можно преобразовать:

$$\frac{C_T}{C_t}\frac{\partial T'}{\partial t'} = C_a\frac{C_T}{C_l^2}a'\frac{\partial^2 T'}{\partial x'^2};$$
$$C_\alpha C_T\alpha'(T'_{ст} - T'_ж) = -C_\lambda\frac{C_T}{C_l}\lambda'\left(\frac{\partial T'}{\partial x'}\right)_{ст}. \qquad (2.62)$$

Одна и та же неизвестная функция $T'(x, t)$ может быть найдена из решения уравнений как (2.60), так и (2.62). Однако это возможно только в том случае, когда уравнения (2.62) и (2.60) тождественно совпадают. Отсюда очевидна взаимосвязь констант подобия, которая в рассматриваемом случае выражается следующим образом: $C_T/C_t = C_aC_T/C_l^2$; $C_\alpha C_T = C_\lambda C_T/C_l$. Возвращаясь теперь к размерным переменным с помощью соотношений (2 58), (2.59), получим

$$a't'/l'^2 = a''t''/l''^2,\ \alpha'l'/\lambda' = \alpha''l''/\lambda''. \qquad (2.63)$$

Следовательно, безразмерные комплексы $Bi = \alpha l/\lambda$ и $Fo = at/l^2$, критерии подобия для подобных явлений должны сохранять одно и то же значение.

Критерии подобия с физической точки зрения выражают соотношения между различными физическими эффектами,

Константы подобия – отношения однородных физических величин в сходственных точках модели и натурного объекта.
Критерии подобия – безразмерные числа, составленные из размерных физических величин, определяющих рассматриваемые физические явления.

характеризующими данное явление. Например, критерий Био можно рассматривать как отношение термического сопротивления стенки (l/λ) к термическому сопротивлению теплоотдачи ($1/\alpha$), в то время как критерий Фурье рассматривается как отношение времени протекания процесса (t) ко времени изменения температурного поля в теле (l^2/a).

В связи с этим условия (2.63) имеют следующий физический смысл: для подобия явлений необходимо, чтобы соотношения между эффектами, существенными для развития процесса, были одинаковы.

Чтобы использовать теорию подобия, необходимо иметь математическое описание явления. Критерии подобия можно получить из дифференциальных уравнений описывающих явление.

Практически важно, что критерии подобия, полученные из исходных дифференциальных уравнений, описывающих явление, и соотношений, представляющих результаты их решения, одни и те же.

Теория подобия. Основные теоремы теории подобия можно сформулировать следующим образом.

1. У подобных явлений критерии подобия равны.

Определяющими критериями подобия в рассмотренном примере являются критерии Bi и Fo, а также безразмерная координата x/l.

Определяемый безразмерный комплекс для процесса теплопроводности может быть представлен в виде отношения

$$\theta = [T(x, t) - T_ж]/(T_1 - T_ж),$$

где $T(x, t)$ — определяемая функция.

2. Связь между определяемыми и определяющими безразмерными комплексами может быть представлена в виде некоторой функции от критериев подобия.

Критериальное уравнение подобия выражается в виде

$$\theta = \theta(\mathrm{Bi}, \mathrm{Fo}, x/l). \qquad (2.64)$$

По результатам обработки опытных данных, полученных на модели, можно определить конкретный вид функции (2.64) и таким образом обобщить полученные результаты, распространив их на все подобные между собой явления. Полученную зависимость затем можно использовать для расчета распределения температур в натурном объекте. Она будет справедлива в том диапазоне изменения определяющих критериев подобия, который был исследован в опытах на модели.

3. Необходимые и достаточные условия подобия физических явлений состоят в подобии условий однозначности и равенстве одноименных определяющих критериев.

Значение теории подобия особенно велико для изучения таких явлений, как теплообмен, поскольку исследование этого процесса основано на экспериментальных данных. Согласно теории подобия в опытах должны измеряться те величины, которые входят в состав критериев подобия. Критерии подобия могут быть выведены как из дифференциальных уравнений, описывающих данное явление, так и из размерных величин, характеризующих это явление, если точно известен их полный перечень.

Следует отметить, что любые степенные комбинации известных критериев

Определяющие критерии подобия — числа подобия, составленные из величин, заданных при математическом описании процесса.

Определяемые безразмерные комплексы — числа подобия, содержащие определяемую величину.

Критериальные уравнения подобия — функциональные зависимости между критериями подобия, характеризующими явление.

также являются правильно составленными критериями подобия. Тем не менее число их для каждого конкретного случая вполне определенное и соответствует следующему общему принципу теории размерности: функция, связывающая m размерных величин, содержащих n основных единиц измерения, приводится к зависимости между $m-n$ безразмерными комплексами. В рассмотренном выше примере процесса теплопроводности в соответствии с перечнем величин (2.57) $m=8$ при числе основных единиц измерения $n=4$ (длина, время, масса и температура), поэтому зависимость (2.64) должна содержать четыре критерия подобия ($m-n=4$).

Критерии подобия процессов теплоотдачи. Уравнения (2.52)–(2.56) позволяют получить безразмерные комплексы, характеризующие процесс теплоотдачи. Остановимся теперь на упомянутом выше более общем методе, который применим и в том случае, когда математического описания явления еще не существует.

Из опыта известно, что интенсивность теплоотдачи при обтекании твердого тела потоком однофазной химически однородной изотропной несжимаемой жидкости с постоянными физическими свойствами (при отсутствии переноса теплоты излучением) зависит от следующих восьми размерных величин, входящих в уравнения (2.52)–(2.56), описывающие процесс теплоотдачи при условии пренебрежения работой сил внутреннего трения, переходящей в теплоту:

характерного размера l тела, м $[L]$;

скорости w потока, омывающего тело, м/с $[LT^{-1}]$;

плотности ρ жидкости (или газа), кг/м^3 $[L^{-3}M]$;

динамической вязкости μ, Па·с $[L^{-1}MT^{-1}]$;

теплопроводности λ, Вт/(м·К) $[LMT^{-3}\theta^{-1}]$;

удельной теплоемкости c, Дж/(кг·К) $[L^2T^{-2}\theta^{-1}]$;

подъемной силы, отнесенной к единице массы $g\beta\Delta T$, м/с^2 $[LT^{-2}]$;

коэффициента теплоотдачи α, Вт/(м^2·К) $[MT^{-3}\theta^{-1}]$.

За основные (первичные) величины здесь приняты: длина L, масса M, время T и температура θ.

Безразмерные комплексы процесса теплоотдачи должны быть представлены произведением степеней основных размерных величин, существенных для процесса, $l^s w^t \rho^u \mu^v \lambda^w c^x (g\beta\Delta T)^y \alpha^s$ (s, t, u, v, w, x, y и z – неизвестные показатели степени). Если в приведенном выражении заменить каждую величину соответствующей ей размерностью, то для размерности самой переменной получим

$$L^s[LT^{-1}]^t[ML^{-3}]^u[ML^{-1}T^{-1}]^v \times \times [MLT^{-3}\theta^{-1}]^w[L^2T^{-2}\theta^{-1}]^x[LT^{-2}]^y \times \times [MT^{-3}\theta^{-1}]^z = L^{(s+t-3u-v+w+2x+y)} \times \times T^{-(t+v+3w+2x+2y+3z)}M^{(u+v+w+z)} \times \times \theta^{-(w+x+z)}.$$

Условием безразмерности выражения в целом является равенство нулю суммы показателей степени при каждой размерности. Для определения восьми показателей степени необходимо составить уравнения, число которых должно быть равно числу основных единиц измерения:

для длины

$$s+t-3u-v+w+2x+y=0;$$

для времени

$$t+v+3w+2x+2y+3z=0; \qquad (2.65)$$

для массы

$$u+v+w+z=0;$$

для температуры

$$w+x+z=0.$$

Число показателей степени, для которых значения могут быть выбраны произвольно, равно, (8–4). Пусть, например, это x, y, z и v. Тогда из уравнений (2.65) $s=x+y+z-v$; $t=x-2y-v$; $u=x-v$; $w=-(x+z)$, и общее выражение для безразмерных переменных примет вид

$l^{(x+y+z-v)}w^{(x-2y-v)}\rho^{(x-v)}\mu^{v}\lambda^{-(x+z)}c^{x} \times$

$\times (g\beta\Delta T)^{y}\alpha^{z}$.

С учетом свободы выбора x, y, z и v можно получить четыре следующих критерия подобия:

при $z=1$, $x=y=v=0$ число Нуссельта

$$\mathrm{Nu}=\alpha l/\lambda; \tag{2.66}$$

при $v=-1$, $x=y=z=0$ критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}=w\rho l/\mu=wl/\nu; \tag{2.67}$$

при $x=1$, $v=1$, $y=z=0$ критерий Прандтля

$$\mathrm{Pr}=\mu c/\lambda=\nu/a; \tag{2.68}$$

при $y=1$, $v=-2$, $x=z=0$ критерий Грасгофа

$$\mathrm{Gr}=(g\beta\Delta T)\,l^{3}\rho^{2}\mu^{-2}=gl^{3}\beta\Delta T\nu^{-2}, \tag{2.69}$$

где ν – кинематическая вязкость ($\nu=\mu/\rho$).

При выборе любых других конечных значений x, y, z и v определяются безразмерные комплексы, представляющие лишь различные степенные комбинации из тех, которые уже получены. Число критериев подобия рассматриваемого процесса $(m-n)=4$, что соответствует сформулированному выше общему принципу теории размерности.

Наряду с полученными критериями подобия в теории подобия используются также следующие безразмерные комплексы.

Число Стантона

$$\mathrm{St}=\mathrm{Nu}/(\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr})=\alpha/(c\rho w) \tag{2.70}$$

характеризует соотношение между изменением температуры жидкости по длине обтекаемого тела и температурным напором. Критерий Пекле

$$\mathrm{Pe}=\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}=wl/a. \tag{2.71}$$

Так как $\mathrm{Pe}=\rho cw\Delta T/(\lambda\Delta T/l)$, этот критерий характеризует отношение плотности теплового потока, переносимого движущейся жидкостью, к плотности теплового потока, переносимого теплопроводностью.

Критерий Релея

$$\mathrm{Ra}=\mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr}=gl^{3}\beta\Delta T/(\nu a). \tag{2.72}$$

Конкретная форма безразмерных комплексов в каждом случае выбирается с учетом физического смысла. Функциональная зависимость между безразмерными переменными может быть представлена в виде

$$\mathrm{Nu}=\mathrm{Nu}\,(\mathrm{Re},\ \mathrm{Pr},\ \mathrm{Gr}). \tag{2.73}$$

Число Nu содержит неизвестную функцию – коэффициент теплоотдачи α и является определяемым безразмерным комплексом. Поскольку число Nu определяется выражением $\alpha\Delta T/[(\lambda/l)\Delta T]$, его *можно рассматривать как отношение* плотности теплового потока, переносимого путем конвекции, к плотности теплового потока, проходящего через плоский неподвижный слой жидкости толщиной l в условиях теплопроводности [см. уравнения (2.6), (2.16), (2.56)].

От определяющих критериев подобия Re, Gr и Pr кроме числа Nu зависят безразмерная скорость, температура и давление [см. уравнения (2.52)–(2.56)]. Эти определяемые безразмерные комплексы появляются при анализе размерности в тех случаях, когда в число исходных размерных величин кроме α входят неизвестные функции (скорость, температура и перепад давлений).

Поскольку каждый из критериев соответствует определенному дифференциальному уравнению, физический смысл критериев подобия связан с физической сущностью уравнений (2.52)–(2.56). Например, критерий Re характеризует отношение сил инерции, действующих в жидкости ($\rho w^{2}/l$), к силам внутреннего трения ($\mu w/l^{2}$). Это следует из уравнений (2.52), (2.53), так как степенные комплексы, указанные в скобках, характеризуют эти силы. Критерий Gr можно рассматривать как безразмерный комплекс, пропорциональный подъемной силе $\rho g\beta\Delta T$, силе инерции и обратно пропорциональный квадрату сил

внутреннего трения, вызванных вязкостью $\left[\frac{\rho g \beta \Delta T (\rho w^2/l)}{(\mu w/l^2)^2}\right]$.

Критерий Pr – безразмерный физический параметр, зависящий от μ, λ и c и характеризующий связь скоростного и температурного поля в жидкости [см. уравнение (2.55)]. Для газов $0{,}6 < \mathrm{Pr} < 1$; для капельных жидкостей (вода, различные органические и неорганические жидкости) $1 < \mathrm{Pr} < 200$; для очень вязких жидкостей значение Pr достигает нескольких тысяч. Для жидкометаллических теплоносителей $0{,}005 < \mathrm{Pr} < 0{,}05$.

Уравнение подобия (2.73) используется в том случае, когда в процессе теплоотдачи вынужденное движение среды сопровождается свободным (смешанная конвекция). Если роль свободного движения в процессе переноса теплоты мала по сравнению с вынужденным, то выполняется условие $\mathrm{Gr}/\mathrm{Re}^2 \ll 1$, при котором критерий Gr из уравнения (2.73) можно исключить. При свободной конвекции из уравнения (2.73) исключается критерий Re. В таких задачах скорость неизвестна, и безразмерный комплекс Re является определяемым.

Критерии подобия процессов теплоотдачи были выведены в предположении, что физические свойства среды постоянны. В действительности величины λ, μ, c и ρ зависят от температуры и давления, и их изменение влияет на интенсивность теплоотдачи. При переменных свойствах жидкости система уравнений, описывающих процессы теплоотдачи, (2.52)–(2.56) становится более сложной. Влияние на процесс теплоотдачи изменения физических свойств жидкости при изменении ее температуры может быть учтено введением в критериальное уравнение безразмерных отношений

$$(\mu_{ст}/\mu_{ж}),\ (\lambda_{ст}/\lambda_{ж}),\ (\rho_{ст}/\rho_{ж}),\ (c_{ст}/c_{ж}). \qquad (2.74)$$

Это влияние становится особенно существенным при больших разностях $|T_{ст} - T_{ж}|$, а также в околокритической области состояния вещества.

Учет влияния всех аргументов достаточно сложен, поэтому при расчете процесса теплоотдачи, например капельной жидкости, принимается во внимание только наиболее сильно изменяющаяся с температурой динамическая вязкость.

При построении критериальных уравнений подобия величины μ, λ, c и ρ относят к некоторой определяющей температуре, которой может быть например, среднемассовая температура жидкости $T_{ж}$ при теплоотдаче в трубах; температура потока, обтекающего тело, T_{∞}; температура поверхности тела ($T_{ст}$) или температура, значение которой зависит от $T_{ж}$, (T_{∞}) и $T_{ст}$.

Входящие в критерии подобия характерные значения длины l, скорости w и разности температур ΔT выбираются с учетом физического смысла и конкретных условий теплоотдачи. Так, при расчете теплоотдачи в трубах и каналах за характерный размер принимается внутренний диаметр трубы или эквивалентный диаметр канала (если сечение канала некруглое)

$$d_э = 4A/П,$$

где A – площадь поперечного сечения канала; $П$ – периметр сечения.

Характерной скоростью является осредненное по сечению канала значение w. При внешнем обтекании тел характерным размером обычно считается координата, направленная вдоль контура обтекаемого тела, а характерной скоростью – скорость невозмущенного набегающего потока. Аналогичным образом выбирается характерная разность температур (ΔT), входящая в критерии Gr (2.69) и Ra (2.72). Например, в зависимости от конкретных условий величина ΔT может быть равна следующим разностям температур: тела и среды; стенок щели, в которой исследуется теплообмен; во входном и расчетном сечениях трубы (канала).

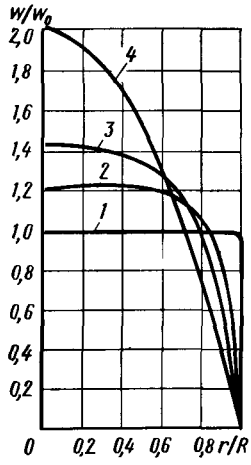


Рис. 2.4.
Изменение относительной скорости w/w_0 в зависимости от r/R на начальном участке трубы при ламинарном режиме течения: $1 - X = 0$; $2 - X = 8{,}3 \cdot 10^{-4}$; $3 - X = 35{,}7 \cdot 10^{-4}$; $4 - X > 0{,}62$

Течение жидкости в трубах и каналах

Ламинарный режим течения жидкости (или газа) – режим течения параллельных слоев («ламин»), которые не перемешиваются между собой. Взаимодействие слоев обусловлено вязкостью и различием скоростей. При ламинарном течении критерий Re не достигает критического значения. При течении в трубах

$$Re_к = \bar{w}\rho d/\mu = 2300 - 10^4,$$

где $\bar{w}$ – средняя по сечению скорость течения жидкости в трубе; d – внутренний диаметр трубы.

Значение $Re_к$ зависит от условий входа в трубу, шероховатости поверхности стенок, интенсивности теплообмена, формы сечения трубы (канала), наличия внешних массовых сил, сжимаемости и некоторых других факторов. Локальные и средние характеристики течения и теплообмена при движении жидкости в трубах при $Re < 2300$ показаны на рис. 2.4.

Из опыта известно, что при стационарном изотермном течении на достаточном удалении от входа в трубу скорость жидкости по радиусу трубы изменяется по закону параболы. При этом в каждой точке потока скорость параллельна оси x, направленной вдоль оси трубы, не зависит от координаты x и определяется формой сечения трубы. Такое течение называется гидродинамически стабилизированным.

Изменение относительной скорости w/w_0 в зависимости от r/R на начальном участке трубы при ламинарном режиме течения показано на рис. 2.4. Профиль скорости *1* на входе в трубу может быть произвольным. На некотором начальном участке трубы, вследствие действия сил внутреннего трения, он изменяется и стремится принять форму *4*, соответствующую стабилизированному течению. Известно, что на участке трубы с установившимся профилем скорости потери энергии на трение минимальные. Вследствие действия сил внутреннего трения и прилипания жидкости к стенке, на начальном участке трубы возникает пристенный пограничный слой заторможенной жидкости. Толщина этого слоя растет вниз по течению до тех пор, пока он не заполнит все сечение трубы.

При постоянных физических свойствах жидкости процесс теплообмена не оказывает влияния на течение жидкости. Если свойства жидкости изменяются, то при теплообмене имеет место взаимное влияние распределения температур и скоростей, вследствие чего параболический закон распределения скоростей нарушается.

Естественная конвекция при неизотермном течении также существенно сказывается на профиле скорости в зави-

Ламинарный режим течения – режим движения жидкости, при котором возможны стационарные траектории ее частиц.

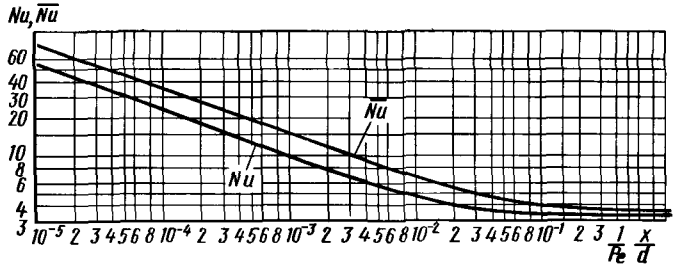


Рис. 2.5.
Изменение местного числа Nu и среднего $\overline{Nu}$ в зависимости от безразмерного комплекса $\frac{1}{Pe}\frac{x}{d}$ при $T_{ст} = const$

симости от направления теплового потока (охлаждение или нагревание), ориентации трубы в пространстве и значения безразмерного комплекса Gr/Re^2. В связи с указанными особенностями течения всю обогреваемую (или охлаждаемую) трубу можно разбить на два участка.

Термический начальный участок характеризуется изменением профиля скорости, ростом толщины пограничного слоя и уменьшением по длине местного и среднего чисел Нуссельта.

Изменение местного числа Nu и среднего $\overline{Nu}$ в зависимости от безразмерного комплекса $\frac{1}{Pe}\frac{x}{d}$ при $T_{ст} = const$ показано на рис. 2.5. Изменение профиля температуры по длине трубы на этом участке происходит так, что $(dT/dr)_{ст}$ по течению падает быстрее, чем уменьшается температурный напор, в связи с чем [согласно уравнению (2.56)] коэффициент α уменьшается.

Участок стабилизированного теплообмена имеет определенную закономерность распределения температуры по радиусу, не изменяющуюся по длине (хотя абсолютные значения температуры изменяются), и постоянное число Nu.

Относительная длина термического начального участка

$$l_{нт}/d = 0{,}055Pe, \qquad (2.75)$$

где $l_{нт}$ – отсчитываемая от входа в трубу длина участка; $Pe = \bar{w}d/a$; $a = \lambda/(c\rho)$.

Для среднего по длине числа Нуссельта величина $\bar{l}_{нт}/d$ значительно больше и равна 1,365Pe (см. рис. 2.4). Таким образом, длина $l_{нт}$ зависит от диаметра d трубы, скорости $\bar{w}$ и физических свойств жидкости (λ, c, ρ). При наличии естественной конвекции на величину $l_{нт}$ существенно влияет также ориентация трубы в пространстве.

Местный (локальный) коэффициент теплоотдачи в круглой трубе может быть определен по полуэмпирической формуле

$$Nu = 1{,}03\,(Pe\,d/x)^{1/3}\,(\mu_ж/\mu_{ст})^{0{,}14}. \qquad (2.76)$$

Эта формула справедлива для капельных жидкостей при $x/(Pe\,d) < 0{,}01$ и $0{,}07 < \mu_{ст}/\mu_ж < 1500$. Физические свойства жидкости, входящие в критерии $Nu = \alpha d/\lambda$ (2.66) и $Pe = \bar{w}d/a$ (2.71), отнесены к температуре $0{,}5\,(T_{ст} + \bar{T})$, а $\alpha = q_{ст}/(T_{ст} - \bar{T})$ ($\bar{T}$ – средняя массовая температура жидкости в данном сечении).

Термический начальный участок – участок трубы, на котором поле температуры зависит от условий на входе в трубу.
Участок стабилизированного теплообмена – участок трубы, на котором поле температуры практически не зависит от распределения температуры в начальном сечении обогреваемого участка.

Составив и проинтегрировав уравнение теплового баланса для круглой трубы, получим выражение, необходимое для определения $\bar{T}$, в виде

$$(\bar{T} - T_{ст})/(T_0 - T_{ст}) = 1 - 6{,}46\,(x/\mathrm{Pe}\,d)^{2/3}, \qquad (2.77)$$

где x – продольная координата, отсчитываемая от входа в трубу; T_0 – температура жидкости на входе в трубу.

После интегрирования выражения (2.76) по x можно получить критериальное уравнение для среднего (по длине трубы) коэффициента теплоотдачи

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 1{,}55\,(\mathrm{Pe}\,d/l)^{1/3}\,(\mu_ж/\mu_{ст})^{0{,}14}, \qquad (2.78)$$

где $\overline{\mathrm{Nu}} = \bar{\alpha}d/\lambda$; $\bar{\alpha} = \bar{q}_{ст}/(\bar{T}_{ст} - \bar{T})$; $\bar{q}_{ст}$ – средняя по поверхности трубы плотность теплового потока; l – длина расчетного участка.

Физические свойства жидкости и $\mu_ж$ отнесены к определяющей температуре $T_{ст} - 0{,}5\,(\Delta T)_л$, где $(\Delta T)_л = (\Delta T'' - \Delta T')/\ln(\Delta T''/\Delta T')$ – средний логарифмический температурный напор; $\Delta T'$ и $\Delta T''$ – температурный напор $|T_{ст} - \bar{T}|$ во входном и конечном сечениях расчетного участка трубы. Формула (2.78) применима при $x/(\mathrm{Pe}\,d) \leqslant 0{,}05$, т. е. для длин труб, обычно применяемых в теплообменных аппаратах. Формулы (2.76) и (2.78) используются при $\mathrm{Ra} = gd^3\beta\,|T_{ст} - T_0|/(\nu a) < 8 \cdot 10^5$, т. е. когда влияние свободной конвекции на вынужденное течение несущественно.

Расчет среднего коэффициента теплоотдачи в круглых вертикальных трубах при смешанной конвекции можно выполнить по формуле, которая получена для условий совпадения направлений вынужденной и свободной конвекции:

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{ст} = 0{,}35\,(\mathrm{Pe}\,d/l)^{0{,}3}\,(\mathrm{Ra}\,d/l)^{0{,}18}. \qquad (2.79)$$

Величины, входящие в формулу (2.79), определяются соотношениями $\mathrm{Nu}_{ст} = \bar{\alpha}d/\lambda_{ст}$; $\bar{\alpha} = \bar{q}_{ст}(\bar{T}_{ст} - T_0)$; $\mathrm{Pe} = \bar{w}d/a$; $\mathrm{Ra} = gd^3\beta\,|T_{ст} - T_ж|/(\nu a)$; $T_ж = 0{,}5(T_0 + \bar{T}_l)$. Параметры, характеризующие физические свойства жидкости и входящие в Pe и Ra, отнесены к $T_ж$, причем $\bar{T}_l$ – средняя массовая температура жидкости в конечном сечении расчетного участка трубы. Формула (2.79) справедлива при $20 < l/d < 130$; $\mathrm{Pe}\,d/l < 1100$; $8 \cdot 10^5 < \mathrm{Ra} < 4 \cdot 10^8$ и $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_к$. В рассматриваемых условиях $\mathrm{Re}_к$ зависит от $\mathrm{Ra} = \mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr}$. По опытным данным число $\mathrm{Re}_к = 5{,}283 \cdot 10^{-4}\,\mathrm{Ra} + 2500$ при $0 < \mathrm{Ra} < 5{,}3 \cdot 10^6$ и $\mathrm{Re}_к = 1{,}848 \cdot 10^{-4}\,\mathrm{Ra} + 4320$ при $5{,}3 \cdot 10^6 \leqslant \mathrm{Ra} < 1{,}6 \cdot 10^7$.

В случае противоположного направления вынужденной и свободной конвекции в вертикальных трубах происходит интенсивное перемешивание жидкости, и уже при $\mathrm{Re} > 250$ течение подчиняется закономерностям турбулентного движения. Следует отметить, что интенсивность смешанной конвекции в горизонтальных трубах выше, чем в вертикальных (при совпадении направлений вынужденной и свободной конвекции). Это объясняется наложением поперечной циркуляции на движение жидкости вдоль оси.

При ламинарном течении введенная в поток окрашенная жидкость движется в трубе в виде резко очерченной струйки. При переходе к турбулентному режиму струйка расплывается, равномерно окрашивая всю жидкость.

Турбулентный режим кроме основного осевого течения жидкости характеризуется поперечным движением, приводящим к обмену импульсами в поперечном направлении при сохранении каждой частицей своего импульса в продольном направлении. Благодаря интенсивному перемешиванию жидкости при турбулентном течении, профиль скорости становится более равномерным

Турбулентный режим – режим движения жидкости с хаотически изменяющимися во времени траекториями частиц, при котором в потоке возникают нерегулярные пульсации скорости, давления и температуры, неравномерно распределенные в потоке.

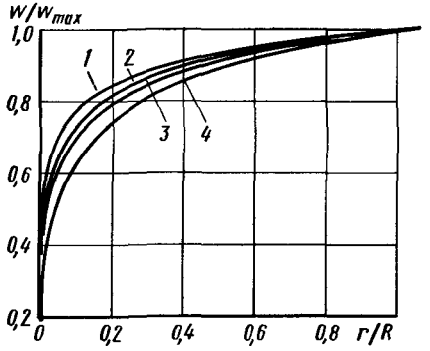


Рис. 2.6.
Изменение относительной скорости w/w_{max} в зависимости от r, R при турбулентном течении в трубе:
1 – гидравлически гладкая поверхность; *2* – $R/k_s = 507$; *3* – $R/k_s = 126$; *4* – $R/k_s = 30{,}6$ (k_s – высота неровностей)

(рис. 2.6), чем при ламинарном (рис. 2.4). Скорость, давление и температура в каждой точке потока беспорядочно изменяются (пульсируют) во времени с высокой частотой, поэтому эти параметры обычно осредняются по времени. При значениях Re, близких к критическим, течение носит перемежающийся характер и переходит через неравномерные промежутки времени из одной формы в другую.

Интенсивность теплоотдачи при турбулентном течении (при прочих равных условиях) всегда выше, чем при ламинарном.

Если при ламинарном течении формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи в некоторых случаях могут быть получены на основе приближенного решения системы уравнений (2.52)–(2.56), то при турбулентном необходимо дополнительно использовать экспериментальные данные. Так, для расчета теплоотдачи при турбулентном течении двухатомного газа в трубах может быть рекомендована следующая критериальная зависимость, которая справедлива при $7 \cdot 10^3 < \mathrm{Re} < 2 \cdot 10^5$; $1{,}2 < x/d < 144$ и $1 < T_{ст}/T_ж < 7{,}5$:

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}024\mathrm{Re}^{0,8}\mathrm{Pr}^{0,4}\left(\frac{T_{ст}}{T_ж}\right)^{-0,7}\left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{0,7}\left(\frac{T_{ст}}{T_ж}\right)^{0,7}\right]. \quad (2.80)$$

Для капельных жидкостей при $2300 < \mathrm{Re} < 15 \cdot 10^4$

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}116\left[1 + (d/l)^{2/3}\right](\mathrm{Re}^{2/3} - 125)\,\mathrm{Pr}^{1/3}\,(\mu_ж/\mu_{ст})^{0,14}. \quad (2.81)$$

Это уравнение получено на основе обработки большого количества экспериментальных данных методами теории подобия. Все физические параметры в формулах (2.80) и (2.81) отнесены к средней массовой температуре среды. С помощью температурного фактора $T_{ст}/T_ж$ в зависимости (2.80) и отношения $(\mu_ж/\mu_{ст})$ в формуле (2.81) приближенно учтено влияние изменения физических свойств газа и жидкости с температурой на интенсивность теплоотдачи. Уравнения (2.80), (2.81) предназначены для расчета теплоотдачи при нагревании газов и жидкостей. Они справедливы для среднего коэффициента теплоотдачи, и в них учитывается также влияние длины термического начального участка.

Поперечное обтекание одиночной круглой трубы и пучка труб

При обтекании тел с тупой кормовой частью тонкий пристеночный слой жидкости, заторможенной вследствие трения (пограничный слой), образуется только на передней половине поверхности тела. Для частиц жидкости, находящихся вне пограничного слоя, на пути от точки D к точке E (рис. 2.7, *а*) потенциальная энергия давления преобразуется в кинетическую. На пути от точки E к точке F, наоборот, кинетическая энергия опять преобразуется в энергию давления, причем в точку F частица приходит со скоростью, равной скорости в точке D.

В непосредственной близости к поверхности цилиндра на пути потока от

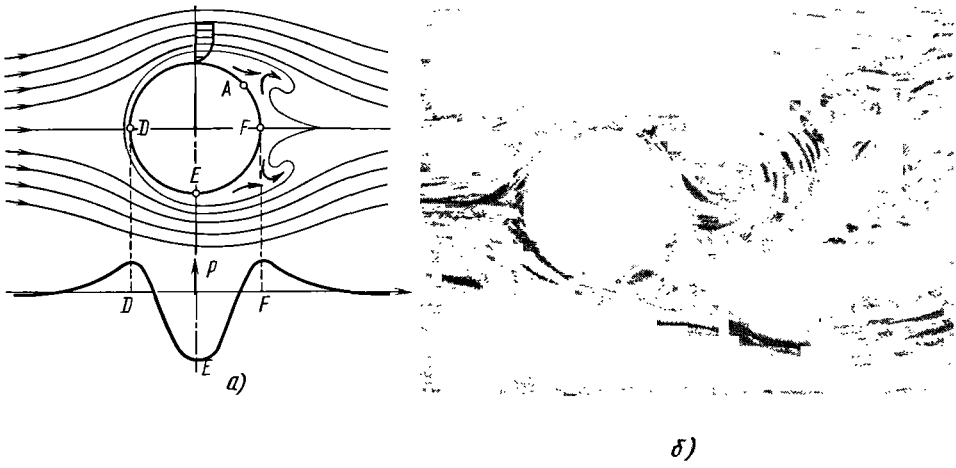


Рис. 2.7.
Возникновение возвратного течения и образование вихрей при поперечном обтекании кругового цилиндра:
а – схема отрыва пограничного слоя и кривая изменения статического давления p вдоль контура тела; *б* – мгновенная фотография течения

точки D к точке E часть кинетической энергии расходуется на внутреннее трение, вызванное вязкостью. В результате, кинетической энергии потока оказывается недостаточно, чтобы преодолеть повышение давления на пути от точки E к точке F, частицы жидкости, не достигая точки F, под действием распределения давления во внешнем течении начинают двигаться против потока, и пограничный слой отрывается от тела. Обратное течение обусловливает образование правильной последовательности вихрей за телом, вращающихся попеременно то вправо, то влево (рис. 2.7, *б*). При $\mathrm{Re} = wd/\nu > 10^3$ [см. выражение (2.67)] частота n отрыва вихрей в секунду подчиняется закономерности $nd/w = 0{,}21$ (w – скорость набегающего потока и d – диаметр цилиндра). Регулярные вихревые дорожки существуют при $60 < \mathrm{Re} < 5000$. При этом течение за цилиндром остается ламинарным. При $Re > 5000$ течение тановится турбулентным. Положение точки отрыва зависит от режима течения в пограничном слое. При $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_к = wd/\nu \approx 5 \cdot 10^5$ точка отрыва несколько смещается вниз по течению, это приводит к заметному снижению сопротивления при обтекании цилиндра.

По мере роста толщины пограничного слоя местный коэффициент теплоотдачи на передней половине поверхности цилиндра уменьшается, а на задней половине (в вихревой зоне) увеличивается. Характер распределения α по поверхности цилиндра в значительной мере зависит от числа Re.

На рис. 2.8 показано изменение местного числа Nu по поверхности цилиндра в полярной системе координат. На основании опытных данных средний коэффициент теплоотдачи на поверхности поперечно обтекаемого кругового цилиндра (трубы) может быть вычислен по формулам:

$$\left.\begin{array}{l}\text{при } 5 < \mathrm{Re}_ж < 10^3 \\ \overline{\mathrm{Nu}}_ж = 0{,}5\mathrm{Re}_ж^{0{,}5}\mathrm{Pr}_ж^{0{,}38}(\mathrm{Pr}_ж/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}; \\ \text{при } 10^3 < \mathrm{Re}_ж = 2 \cdot 10^5 \\ \overline{\mathrm{Nu}}_ж = 0{,}25\mathrm{Re}_ж^{0{,}6}\mathrm{Pr}_ж^{0{,}38}(\mathrm{Pr}_ж/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}; \\ \text{при } 2 \cdot 10^5 < \mathrm{Re}_ж < 2 \cdot 10^6 \\ \overline{\mathrm{Nu}}_ж = 0{,}023\mathrm{Re}_ж^{0{,}8}\mathrm{Pr}_ж^{0{,}37}(\mathrm{Pr}_ж/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}.\end{array}\right\} \quad (2.82)$$

В качестве характерных величин выбраны диаметр цилиндра и скорость

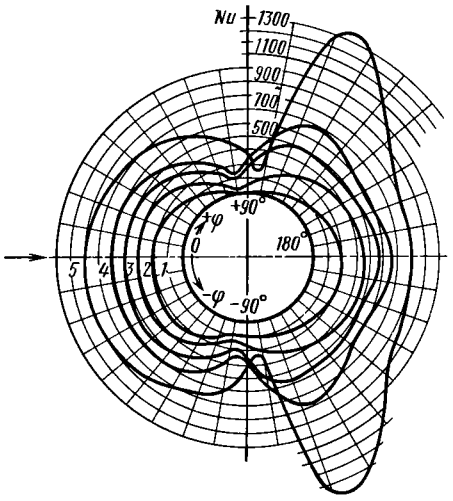


Рис. 2.8.
Изменение местного числа Nu по поверхности цилиндра (в полярной системе координат):
1 — $Re = 0$ 3,98 · 10^4; *2* — $Re = 10{,}1 \cdot 10^4$; *3* — $Re = 17 \cdot 10^4$; *4* — $Re = 25{,}8 \cdot 10^4$; *5* — $Re = 42{,}6 \cdot 10^4$

набегающего потока, а определяющей температурой является $T_ж$. Значение $Pr_{ст}$ определяется при средней температуре поверхности цилиндра. Отношение критериев Прандтля учитывает изменение физических свойств теплоносителя в зависимости от температуры.

На интенсивность теплоотдачи кроме критериев Re и Pr существенное влияние оказывает начальная турбулентность набегающего потока. Так, повышение среднего квадратичного значения осредненных во времени пульсационных составляющих скорости при турбулентном течении на 2,5 % приводит к увеличению числа Nu на 80 %. Количественные данные об этом влиянии получены экспериментальным путем.

В теплообменных устройствах приходится рассчитывать теплоотдачу пучка труб, характер обтекания которых еще более сложен и зависит от компоновки пучка. Существенное значение здесь имеет также относительный поперечный (S_1/d) и продольный (S_2/d) шаги труб. Различают коридорное и шахматное

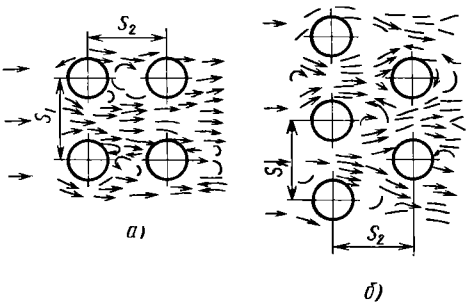


Рис. 2.9.
Схемы расположения труб в пучках:
а — коридорное; *б* — шахматное

расположение труб в пучке (рис. 2.9). Условия обтекания труб первого ряда в обоих случаях близки к условиям обтекания одиночной трубы. В коридорных пучках каждая последующая труба находится в вихревой зоне, образованной предыдущей трубой. Вследствие различных условий обтекания труб коридорного и шахматного пучков характер распределения местных коэффициентов теплоотдачи по поверхности труб в этих двух случаях неодинаков.

Изменение относительных значений коэффициентов теплоотдачи α_φ/α по поверхности труб при $Re = 14 \cdot 10^3$ можно оценить по данным рис. 2.10. На поверхности труб второго и последующих рядов коридорных пучков максимум коэффициента теплоотдачи находится не в передней критической точке, соответствующей $\varphi = 0$, а смещен вниз по течению и соответствует месту срыва струй с труб предыдущего ряда. В шахматных пучках труб всех рядов максимум коэффициента теплоотдачи так же, как и для одиночного цилиндра, находится в передней критической точке. Уровень средней теплоотдачи по поверхности труб выше у шахматного пучка. Это объясняется лучшим перемешиванием жидкости в этом пучке.

При проектировании теплообменных устройств учитывается гидравлическое сопротивление пучка, его засоряемость, а также величина термических напряжений материала, связанных с резким из-

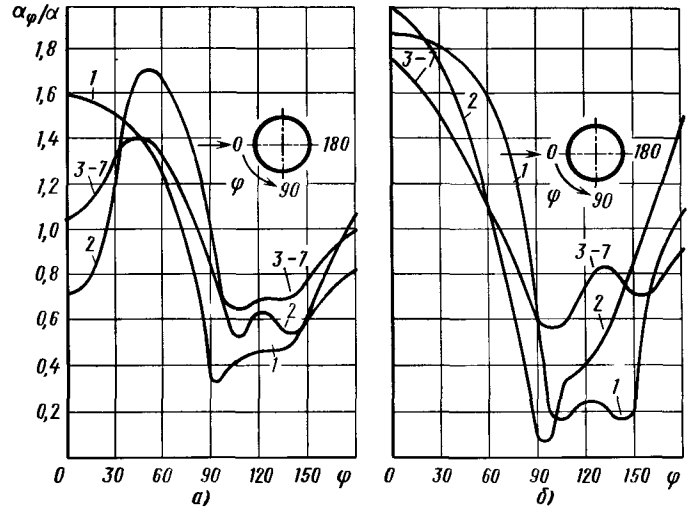


Рис. 2.10.
Изменение отиосительных коэффициентов α_φ/α теплоотдачи по поверхности труб ($Re = 14 \cdot 10^3$; *1–7* – номера рядов пучка):
а – коридорный пучок; *б* – шахматный пучок

менением теплоотдачи вдоль поверхности.

Турбулентный режим течения в пограничном слое, на передней половине труб пучка, появляется при $Re > Re_к \approx \approx 10^5$. Средние коэффициенты теплоотдачи в пучках могут быть определены на основе критериальной зависимости, справедливой при $10^3 < Re_ж < 10^5$,

$$Nu_ж = C\, Re_ж^n\, Pr_ж^{1/3}\, (Pr_ж/Pr_{ст})^{1/4}\, \varepsilon_s \varepsilon_i, \quad (2.83)$$

где $C = 0{,}26$; $n = 0{,}65$ – для коридорных пучков и $C = 0{,}41$; $n = 0{,}60$ – для шахматных.

За характерный размер принимают диаметр труб пучка; значение $Re_ж$ вычисляют по скорости в самом узком поперечном сечении пучка (пучок обычно помещают в канал). За определяющую температуру принимается средняя температура жидкости; $Pr_{ст}$ – рассчитывается при $T_{ст}$; коэффициент ε_s учитывает влияние относительных шагов расположения труб в пучке, причем для глубинных рядов коридорного пучка $\varepsilon_s = (S_2/d)^{-0{,}15}$, для шахматного пучка $\varepsilon_s = (S_1/S_2)^{1/6}$ при $S_1/S_2 < 2$; $\varepsilon_s = 1{,}12$ при $S_1/S_2 \geqslant 2$. Формула (2.83) позволяет вычислить средний коэффициент теплоотдачи i-го ряда пучка. Для первого ряда обоих пучков при невысокой начальной степени турбулентности $\varepsilon_1 = 0{,}60$; для второго ряда шахматного пучка $\varepsilon_2 = 0{,}70$; коридорного $\varepsilon_2 = 0{,}90$, $\varepsilon_i = 1$ при $i \geqslant 3$. При проведении расчета теплоотдачи пучка вычисляют среднее значение коэффициента теплоотдачи пучка

$$\alpha_{ср} = \sum_{i=1}^{n} \bar{\alpha}_i A_i \Big/ \sum_{i=1}^{n} A_i,$$

где $\bar{\alpha}_i$ – средний коэффициент теплоотдачи i-го ряда; A_i – общая площадь поверхности теплообмена труб i-го ряда; n – число рядов.

Приложение теории пограничного слоя к явлениям теплообмена

Значительный успех в исследовании течений вязкой жидкости был достигнут после того, как для больших чисел Re удалось существенно упростить систему уравнений (2.52)–(2.55). Для газов и многих жидкостей коэффициент вязкости мал (например, для воды при 293 К $\mu = 10^{-3}$ Па·с, а для воздуха $\mu = 18 \times \times 10^{-6}$ Па·с). Однако оказалось, что

в непосредственной близости от поверхности обтекаемого тела вязкость жидкости (газа) имеет существенное значение, так как реальная (вязкая) жидкость не скользит по поверхности твердого тела, а прилипает к ней. Переход от нулевой скорости на поверхности тела к скорости внешнего течения совершается в очень тонком динамическом пограничном слое. В связи с этим все поле течения можно условно разделить на тонкий слой жидкости (или газа) у поверхности тела (пограничный слой) и область внешнего течения.

Согласно элементарному закону трения касательное напряжение τ между двумя слоями движущейся жидкости пропорционального градиенту скорости $\frac{\partial w_x}{\partial y}$, т. е. скорости деформации

$$\tau = \mu\left(\frac{\partial w_x}{\partial y}\right), \qquad (2.84)$$

где w_x – продольная составляющая скорости, множителем пропорциональности является динамическая вязкость μ; y – нормаль к поверхности скольжения (поперечная координата).

Поскольку в области пограничного слоя значения $\frac{\partial w_x}{\partial y}$ велики, касательные напряжения трения и, следовательно, силы внутреннего трения в этой области, несмотря на то, что μ мало, могут достигать таких больших значений, что они становятся соизмеримыми с силами инерции, действующими в жидкости. В области внешнего течения $\frac{\partial w_x}{\partial y} \approx 0$, поэтому вне пограничного слоя действие вязкости не проявляется, течение происходит без трения. В этой области преобладают силы инерции, и жидкость можно считать невязкой.

С учетом указанных выше особенностей при достаточно больших числах Re скоростное и температурное поле в пограничном слое может быть описано системой уравнений более простой, чем система (2.52)–(2.55). Результаты измерений показывают, что относительная толщина пограничного слоя δ/l уменьшается с увеличением скорости потока, протяженности обтекаемой поверхности и уменьшением вязкости жидкости. Поэтому при больших $\mathrm{Re} = w_\infty l/\nu$ $\delta \ll l$ (l – некоторый размер обтекаемого тела, характеризующий протяженность обтекаемой поверхности).

После приведения уравнений (2.52)–(2.55) к безразмерной форме с помощью собственных масштабов оказалось возможным сделать следующие выводы.

1. Порядок членов уравнений (2.52), (2.53) и (2.55), содержащих производные $\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2}$, $\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2}$ и $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$, мал по сравнению с порядком других членов соответствующих уравнений, в связи с чем при расчете течения в пограничном слое их можно исключить.

2. Разность давлений поперек пограничного слоя, которую можно было бы определить путем интегрирования уравнения (2.53), имеет порядок $(\delta/l)^2$, т. е. пренебрежимо мала. Следовательно, $p(y) = \mathrm{const}$ и равно статическому давлению во внешнем течении: частицы жидкости при движении вдоль оси, нормальной к поверхности тела, не обладают массой и не замедляются вследствие трения. Таким образом, давление по длине пограничного слоя $p(x)$ изменяется так же, как во внешнем течении.

3. Параметры течения вне пограничного слоя могут быть определены при помощи теории невязкой жидкости или в результате эксперимента, т. е. их можно считать известными. При известном давлении p необходимость использования уравнения (2.53) полностью отпадает.

4. При течении в пограничном слое силы внутреннего трения имеют тот же порядок, что и силы инерции. Это условие выполняется, если безразмерная толщина δ/l динамического пограничного слоя имеет порядок

$$1/\sqrt{\mathrm{Re}} = \sqrt{\nu/(w_\infty l)},$$

где w_∞ – скорость невозмущенного потока.

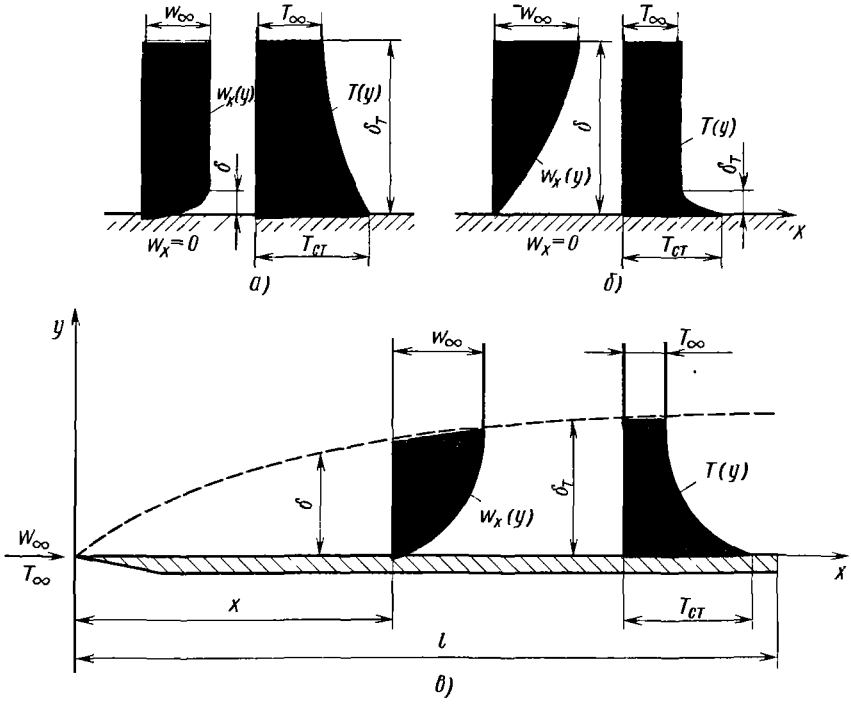


Рис. 2.11.
Распределение скорости w_x и температуры $T(y)$ в пограничном слое при различных числах Pr:
а – $\mathrm{Pr} \ll 1$ (жидкие металлы); *б* – $\mathrm{Pr} \gg 1$ (вязкие жидкости); *в* – $\mathrm{Pr} = 1$ (обтекание пластины)

5. В пределах пограничного слоя интенсивности переноса теплоты путем конвекции и теплопроводности имеют одинаковый порядок при условии, что $\delta_т/l$ имеет порядок $1/\sqrt{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}}$ ($\delta_т$ – толщина тонкого пристенного слоя жидкости, в котором наблюдается резкое изменение температуры, т. е. температурного пограничного слоя). Поэтому отношение толщин $\delta/\delta_т \sim \sqrt{\mathrm{Pr}}$. При $\mathrm{Pr} < 1$ $\delta < \delta_т$; при $\mathrm{Pr} > 1$ $\delta > \delta_т$. Распределение скорости $w_x(y)$ и температуры $T(y)$ в пограничном слое при различных числах Pr показано на рис. 2.11.

В соответствии с приведенными выводами система уравнений (2.52)–(2.55) получит вид

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + g_x \beta \Delta T + \nu \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2}; \qquad (2.85)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \qquad (2.86)$$

$$w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\nu}{c_p}\left(\frac{\partial w_x}{\partial y}\right)^2. \qquad (2.87)$$

Уравнения (2.85)–(2.87) описывают течение жидкости в тонком пристенном слое и называются уравнениями пограничного слоя, причем уравнение (2.85) является уравнением движения, (2.86) – неразрывности потока и (2.87) – энергии. Они справедливы для двухмерных ламинарных стационарных течений несжимаемой жидкости с постоянными физическими свойствами. В отличие от уравнений (2.52)–(2.55), здесь введена диссипативная функция Ф, равная

$\left(\frac{\partial w_x}{\partial y}\right)^2$ и появляющаяся при выводе уравнения энергии (2.55), если при этом учитывается работа сил внутреннего трения, вызванного вязкостью жидкости или газа. Эта работа, в конечном счете, превращается в теплоту. Диссипация энергии потока – необратимое преобразование кинетической энергии жидкости в тепловую вследствие трения.

Как показывает анализ, диссипативная функция должна учитываться в тех случаях, когда значение безразмерного комплекса $(k-1)M_\infty^2 T_\infty/(\Delta T)_0$ соизмеримо с единицей. Это означает, что теплота, выделяющаяся при трении, играет существенную роль при условиях, когда скорость набегающего невозмущенного потока w_∞ близка к скорости звука $a_\infty = \sqrt{kRT}$, а разность температур поверхности обтекаемого тела и потока $|T_{ст} - T_\infty| = (\Delta T)_0$ имеет один порядок с температурой T_∞.

Уравнения пограничного слоя (2.85)–(2.87) содержат три неизвестные функции $w_x(x, y)$, $w_y(x, y)$ и $T(x, y)$. Они проще уравнений (2.52)–(2.55) и при ламинарном течении жидкости в пограничном слое могут быть решены различными методами. Граничные условия к системе уравнений (2.85)–(2.87) зависят от постановки задачи.

Пусть, например, движение жидкости вдоль тонкой плоской пластины характеризуется большими числами Re, но течение в пограничном слое остается ламинарным, т. е. $\mathrm{Re}_x < \mathrm{Re}_к = (w_\infty x/\nu)_к$. (При обтекании пластины $3{,}2 \cdot 10^5 < \mathrm{Re}_к < 10^6$.) Если, кроме того, пренебречь влиянием свободной конвекции $(g_x \beta \Delta T = 0)$, то уравнения (2.85) и (2.86) можно решить независимо от (2.87). Граничные условия к системе уравнений (2.85), (2.86) имеют вид: $w_x = w_y = 0$ при $y = 0$; $w_x = w_\infty$ при $y = \infty$ (см. рис. 2.9, *в*). Условия прилипания ($w_x = 0$ при $y = 0$) выполняются при $\mathrm{M}_\infty/\sqrt{\mathrm{Re}_x} < 0{,}01$, т. е. когда среду можно считать сплошной; здесь $\mathrm{Re}_x = w_\infty x/\nu$, $\mathrm{M}_\infty = w_\infty/\sqrt{kRT_\infty}$. При течении вдоль пластины $dp/dx = 0$.

Для решения уравнений (2.85) и (2.86) следует ввести вместо x и y новую безразмерную переменную $\eta = y\sqrt{w_\infty/(\nu x)}$, а вместо w_x и w_y новую неизвестную безразмерную функцию $f(\eta) = \psi(x, y)/\sqrt{w_\infty \nu x}$, что позволяет перейти от уравнений в частных производных (2.85) и (2.86) к одному обыкновенному дифференциальному уравнению. Здесь $\psi(x, y)$ – функция тока, связанная с компонентами вектора скорости соотношениями $w_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}$, $w_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}$. Величина ψ характеризует объемный расход жидкости в точке с координатами x, y. Так как $\frac{\partial^2 \psi}{dy\,dx} - \frac{\partial^2 \psi}{\partial x\,dy} \equiv 0$, после введения функции тока можно исключить уравнение неразрывности (поскольку оно при этом удовлетворяется). Если теперь заменить переменные, то получим

$$2f''' + ff'' = 0, \qquad (2.88)$$

где $f = f(\eta)$ – безразмерная функция тока.

В новых переменных граничные условия принимают вид:

$f = f' = 0$ при $\eta = 0$; $f' = 1$ при $\eta = \infty$.

Это следует из формул перехода к новым переменным

$$w_x = \partial\psi/\partial y = (\partial\psi/\partial\eta)(\partial\eta/\partial y) = w_\infty f'(\eta);$$

$$w_y = -\partial\psi/\partial x = 0{,}5\sqrt{\frac{\nu w_\infty}{x}}(\eta f' - f). \qquad (2.89)$$

Уравнение (2.88) решается путем разложения $f(\eta)$ в ряд или численным методом, и решение представляется в виде таблицы, из которой, в частности, следует, что при $\eta = 0$ $f''(\eta) = 0{,}3321$, а при $\eta = 5$ $f'(\eta) = w_x/w_\infty = 0{,}9916$. После подстановки $f''(0)$ в выражение (2.84) находится касательное напряжение трения в сечении x на поверхности пластины

$\tau_{ст}(x) = \mu(\partial w_x/\partial y)_{ст} =$

$$= \mu\left(\frac{\partial w_x \partial\eta}{\partial\eta\,\partial y}\right)_{\eta=0} = \mu w_\infty \sqrt{\frac{w_\infty}{\nu x}} f''(0)$$

или

$$\tau_{ст}(x)/\rho w_\infty^2 = 0{,}332/\sqrt{\mathrm{Re}_x},$$

где $\mathrm{Re}_x = w_\infty x/\nu$.

Сопротивление трения при обтекании пластины

$$W_т = b\int_0^l \tau_{ст}(x)\,dx = 0{,}664 b w_\infty \sqrt{\mu\rho l w_\infty},$$

где b – ширина, а l – длина пластины (см. рис. 2.11).

По мере увеличения y скорость w_x асимптотически стремится к w_∞. Поэтому условно считается, что толщина динамического пограничного слоя соответствует такому значению координаты y, при котором w_x отличается от w_∞ на 1%. Так как $\eta = y\sqrt{w_\infty/(\nu x)}$, при $w_x = 0{,}99 w_\infty$ толщина пограничного слоя $\delta \approx 5\sqrt{\nu x/w_\infty}$. При известных f, f' и f'' можно перейти к решению уравнения энергии (2.87). С учетом выражений (2.89) уравнение (2.87) можно представить в следующей форме:

$$d^2T/d\eta^2 + 0{,}5\mathrm{Pr}\,[f(\eta)]\,(dT/d\eta) =$$
$$= -\mathrm{Pr} w_\infty^2 [f''(\eta)]^2/c_p. \qquad (2.90)$$

Общее решение уравнения (2.90) ищется в виде суммы общего решения соответствующего однородного уравнения [уравнения (2.90) с нулевой правой частью] и частного решения уравнения (2.90) – неоднородного уравнения.

После перехода к безразмерной температуре однородное уравнение примет вид

$$d^2\theta_1/d\eta^2 + 0{,}5\mathrm{Pr}\,[f(\eta)]\,(d\theta_1/d\eta) = 0, \qquad (2.91)$$

где $\theta_1(\eta) = [T_1(\eta) - T_\infty]/(T_{ст} - T_\infty)$ – его общее решение.

Неоднородное уравнение

$$d^2\theta_2/d\eta^2 + 0{,}5\mathrm{Pr}\,[f(\eta)]\,(d\theta_2/d\eta) =$$
$$= -2\mathrm{Pr}\,[f''(\eta)]^2, \qquad (2.92)$$

где $\theta_2(\eta) = [T_2(\eta) - T_\infty]/(w_\infty^2/2c_p)$ – частное решение.

Общее решение уравнения (2.90)

$$T(\eta) - T_\infty = C\theta_1(\eta) + 0{,}5 w_\infty^2 \theta_2(\eta)/c_p. \qquad (2.93)$$

Теплоотдача пластины без учета теплоты трения. Безразмерная температура θ_1 может быть определена из уравнения (2.91) при следующих граничных условиях: $\theta_1 = 1$ при $\eta = 0$; $\theta_1 = 0$ при $\eta = \infty$ ($T = T_{ст}$ при $y = 0$; $T = T_\infty$ при $y = \infty$). Так как уравнение (2.91) не содержит правой части, в которую входит диссипативная функция, распределение температур в пограничном слое находится без учета теплоты трения:

$$\theta_1(\eta, \mathrm{Pr}) = \int_{\xi=\eta}^{\infty} [f''(\xi)]^{\mathrm{Pr}}\,d\xi \Big/ \int_0^{\infty} [f''(\xi)]^{\mathrm{Pr}}\,d\xi;$$

$$-\left(\frac{d\theta_1}{d\eta}\right)_{ст} = (0{,}332)^{\mathrm{Pr}} \Big/ \int_0^{\infty} [f''(\xi)]^{\mathrm{Pr}}\,d\xi =$$
$$= a_1(\mathrm{Pr}). \qquad (2.94)$$

Согласно результатам решения изменения безразмерной температуры $\theta_1 = [T_1(\eta) - T_\infty)]/(T_{ст} - T_\infty)$ по безразмерной координате η существенно зависит от числа Pr (рис. 2.12). Из уравнения (2.94) следует, что при $\mathrm{Pr} = 1$ $\theta_1(\eta) = (T(\eta) - T_\infty)/(T_{ст} - T_\infty) = 1 - f'(\eta) = 1 - w_x/w_\infty$ или $(T(\eta) - T_{ст})/(T_\infty - T_{ст}) = w_x/w_\infty$, т. е. при $\mu/\rho = \lambda/(c_p\rho)$ профили скоростей и температур в пограничном слое тождественно совпадают, а $\delta = \delta_т$.

При возврате к прежним переменным $-\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{ст} = a_1(T_{ст} - T_\infty)\sqrt{w_\infty/(\nu x)}$.

Но так как $\alpha(T_{ст} - T_\infty) = -\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{ст}$,

$(\alpha x/\lambda) = [a_1(\mathrm{Pr})]\sqrt{w_\infty x/\nu}$ и

$$\mathrm{Nu}_x = [a_1(\mathrm{Pr})]\,\mathrm{Re}_x^{0{,}5}, \qquad (2.95)$$

где $\alpha = \alpha(x)$ – местный коэффициент теплоотдачи в сечении x; $a_1 = 0{,}332\mathrm{Pr}^{1/3}$

при $0{,}6 \leqslant \mathrm{Pr} \leqslant 10$; $a_1 = 0{,}564\mathrm{Pr}^{1/2}$ при $\mathrm{Pr} \to 0$ и $a_1 = 0{,}339\mathrm{Pr}^{1/3}$ при $\mathrm{Pr} \to \infty$.

Из уравнения (2.95) следует, что изменение α по длине пластины пропорционально $1/\sqrt{x}$. Плотность теплового потока при этом определяется по закону теплоотдачи Ньютона (2.6). С помощью уравнения (2.95) и результатов, полученных ранее для $\tau_{ст}(x)$, можно установить связь между параметрами теплообмена и трения в виде соотношения $\mathrm{Nu}_x = \left(\frac{\tau_{ст}}{\rho w_\infty^2}\right)\mathrm{Re}_x\mathrm{Pr}^{1/3}$, справедливого при $0{,}6 \leqslant \mathrm{Pr} \leqslant 10$.

Температура теплоизолированной стенки. Решая уравнение (2.92) с граничными условиями $d\theta_2/d\eta = 0$ при $\eta = 0$ и $\theta_2 = 0$ при $\eta = \infty$ (в прежних переменных $dT/dy = 0$ при $y = 0$ и $T = T_\infty$ при $y = \infty$), определяем безразмерную температуру θ_2. С физической точки зрения частное решение уравнения (2.92) с указанными граничными условиями дает распределение температур в пограничном слое с учетом теплоты трения при условии, что тепловой поток на поверхности пластины равен нулю $\left[q_{ст} = -\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{ст} = 0\right]$. В этом случае температура поверхности пластины $\theta_2(0, \mathrm{Pr})$ неизвестна. Решение уравнения (2.92) находится методом вариации произвольных постоянных и имеет вид

$$\theta_2(\eta, \mathrm{Pr}) = 2\mathrm{Pr}\int_{\xi=\eta}^{\infty}[f''(\xi)]^{\mathrm{Pr}} \times \times\left(\int_0^{\xi}[f''(\tau)]^{2-\mathrm{Pr}}\,d\tau\right)d\xi. \qquad (2.96)$$

При $\eta = 0$ $(y = 0)$

$$\theta_2(0, \mathrm{Pr}) = [T_2(0) - T_\infty]/(0{,}5w_\infty^2/c_p) = \frac{T_e - T_\infty}{0{,}5w_\infty^2/c_p} = r(\mathrm{Pr}),$$

где T_e – адиабатная температура стенки; r – коэффициент восстановления температуры.

Изменение безразмерной температуры $\theta_2 = [T_2(\eta) - T_\infty]/(T_e - T_\infty)$ в зависимости от безразмерной координаты η, соответствующее решению (2.96), показано на рис. 2.12.

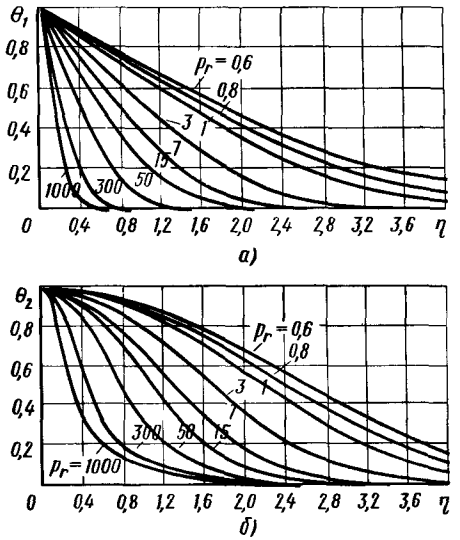


Рис. 2.12.
Зависимости θ_1 и θ_2 от координаты η в пограничном слое:
а – без учета теплоты внутреннего трения (малые скорости потока); *б* – с учетом теплоты внутреннего трения (высокие скорости потока)

Согласно опытным данным, при переходе к турбулентному режиму течения в пограничном слое адиабатная температура стенки возрастает (рис. 2.13). В диапазоне $0{,}6 \leqslant \mathrm{Pr} \leqslant 6$ результаты интегрирования выражения (2.96) могут быть аппроксимированы формулой $r(\mathrm{Pr}) = \sqrt{Pr}$. Так как $c_p = kR/(k-1)$ и $M_\infty = w_\infty/\sqrt{kRT_\infty}$,

$$T_e = T_\infty + 0{,}5rw_\infty^2/c_p = = T_\infty[1 + 0{,}5(k-1)r\mathrm{M}_\infty^2]. \qquad (2.97)$$

Вследствие прилипания слой газа на поверхности пластины полностью заторможен, однако в соответствии с (2.97) $T_e = T_0$ (температура адиабатически заторможенного потока) только при $\mathrm{Pr} = 1$. Если $\mathrm{Pr} < 1$, то $T_e < T_0$ и $T_e > T_0$ при $\mathrm{Pr} > 1$. Отличие T_e от T_0 при

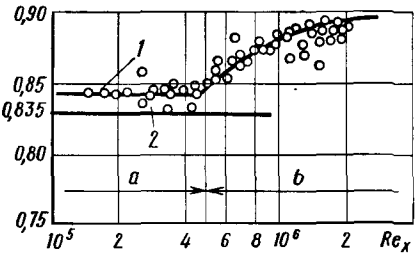


Рис. 2.13.
Зависимость коэффициента восстаиовления температуры $r = 2(T_e - T_\infty)c_p/w_\infty^2$ **от числа** $\mathrm{Re}_x = w_\infty x/\nu$:
1 – экспериментальная; *2* – теоретическая

$\mathrm{Pr} \neq 1$ объясняется перераспределением энергии в пограничном слое.

Теплоотдача пластины с учетом теплоты трения. Так как $T = T_{ст}$, $\theta_1(0) = 1$ при $\eta = 0$, а $\theta_2(0) = r$, то из выражения (2.93) следует, что константа $C = (T_{ст} - T_e)$, и общее решение уравнения (2.90) имеет вид

$$T(\eta) - T_\infty = (T_{ст} - T_e)\theta_1(\eta) + (0{,}5w_\infty^2/c_p)\theta_2(\eta);$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \eta}\right)_{ст} = -a_1(T_{ст} - T_e). \qquad (2.98)$$

С учетом теплоты, выделяющейся вследствие внутреннего трения, в соответствии с выражениями (2.98) и (2.1)

$$q_{ст}(x) = -\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{ст} =$$

$$= a_1(T_{ст} - T_e)\lambda\sqrt{w_\infty/(\nu x)}. \qquad (2.99)$$

Это означает, что при больших скоростях потока $q_{ст}(x) \sim T_{ст} - T_e$. Из уравнения (2.99) следует: если коэффициент теплоотдачи определяется выражением $\alpha = q_{ст}(x)/(T_{ст} - T_e)$, то критериальное уравнение для расчета теплоотдачи сохранит вид (2.95). При этом в соответствии с принятым определением α

$$q_{ст}(x) = \alpha(T_{ст} - T_e). \qquad (2.100)$$

Входящие в формулу (2.100) адиабатная температура T_e стенки и коэффициент теплоотдачи α находятся из выражений (2.97) и (2.95). Формула (2.100) используется при больших скоростях потока, когда выделение теплоты, обусловленное внутренним трением, значительно. Из уравнения (2.97) следует, что при малых скоростях, когда $M_\infty \ll 1$, $T_e \approx T_\infty$, при этом формула (2.100) переходит в закон теплоотдачи Ньютона $q_{ст}(x) = \alpha(T_{ст} - T_\infty)$. Из полученного решения следует, что пластина охлаждается при $T_{ст} > T_e$, т. е. при $T_{ст} - T_\infty > \sqrt{\mathrm{Pr}}(w_\infty^2/2c_p) = T_e - T_\infty$. Если $T_{ст} < T_e$ и $T_{ст} - T_\infty < \sqrt{\mathrm{Pr}}(w_\infty^2/2c_p)$, то пластина будет нагреваться. Например, для воздуха $\sqrt{\mathrm{Pr}}(w_\infty^2/2c_p) = 26$ *K* при $w_\infty = 250$ м/с.

Теплообмен при больших скоростях потока

При высоких скоростях потока анализ процесса теплообмена необходимо осуществлять с учетом не только теплоты трения, но и сжимаемости газа, а также влияния изменения физических свойств газа в зависимости от температуры. Уравнения (2.85)–(2.87) в этом случае усложняются. В частности, в уравнении энергии (2.87) появляется дополнительный член $[w_x(dp/dx)]$, учитывающий выделение теплоты вследствие работы сил давления.

Распределение скорости и давления в поле течения вне пограничного слоя зависит от формы обтекаемого тела. В отличие от рассмотренной пластины на телах с криволинейным контуром продольный градиент давления $dp/dx \neq 0$. При этих условиях среди определяющих безразмерных комплексов появляются: число Маха; температурный фактор; безразмерный продольный градиент давления (или скорости); показатель адиабаты $k = c_p/c_v$ и отношения типа (2.74).

Для решения уравнений ламинарного пограничного слоя используются различные точные и приближенные методы. Например, для тел со степенным

законом изменения скорости во внешнем потоке удается получить точное решение. В случае использования приближенного метода интегральных соотношений уравнения пограничного слоя удовлетворяются только в среднем по толщине слоя. В общем случае для учета всех перечисленных выше факторов применяются методы численного решения уравнений пограничного слоя с помощью ЭВМ. В сложных условиях, вследствие неизбежной схематизации реальных процессов, теоретические решения требуют определенного экспериментального уточнения, однако вносимые при этом поправки невелики.

Результаты существующих теоретических решений задач теплообмена могут быть представлены в виде обобщенных зависимостей – критериальных уравнений подобия, которые используются при расчете теплоотдачи.

Для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи при безотрывном обтекании плоских и осесимметричных тел различной формы потоком высокой скорости может быть рекомендована следующая формула, справедливая при ламинарном режиме течения в пограничном слое (при обтекании затупленных тел $4{,}5\cdot10^6 < \mathrm{Re}_к < 6{,}5\cdot10^6$):

$$\mathrm{Nu}_{ст} = 0{,}332\mathrm{Re}_{ст}^{0,5}\mathrm{Pr}_{ст}^{1/3}\left(\frac{\mu^{(0)}\rho^{(0)}}{\mu_{ст}\rho_{ст}}\right)^{0,5}\times$$

$$\times\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ст}}{\mathrm{Pr}^{(0)}}\right)\left[1+0{,}16\left(1+\frac{T_{ст}}{T_{01}}\right)\left(\frac{2m}{m+1}\right)^{1/3}\right]^{0,5}, \qquad (2.101)$$

где $\mathrm{Nu}_{ст} = \alpha x_{эф}/\lambda_{ст}$; $\mathrm{Re}_{ст} = w_1\rho_{ст}x_{эф}/\mu_{ст}$; $\rho_{ст} = p_1/(RT_{ст})$; параметры, отмеченные индексом (0), отнесены к температуре $T^{(0)} = 0{,}5(T_{ст} + T_1) + 0{,}22\omega$; $\omega = 0{,}5(k-1)M_1^2$; $m = (dw_1/dx)(x/w_1)$, x – криволинейная координата, направленная вдоль контура обтекаемого тела и отсчитываемая от точки начала развития пограничного слоя; индексом 1 отмечены параметры внешнего течения в сечении x, в котором предстоит вычислить коэффициент теплоотдачи α.

Эти параметры, включая dw_1/dx, предварительно определяются путем аэрогазодинамического расчета с учетом влияния головной ударной волны или скачка уплотнения. Эффективная длина некоторой плоской пластины, на которой при параметрах внешнего течения w_1, ρ_1 образуется такой же температурный пограничный слой, как и в сечении x данного тела с криволинейным контуром,

$$x_{эф} = \left(\int_0^x \rho_{ст}w_1R^2\,dx\right)/(\rho_{ст}w_1R^2),$$

где $R = R(x)$ – расстояние от плоскости (или оси) симметрии данного тела до точки поверхности тела с координатой x.

Здесь для расчета используется равенство интегральных тепловых потоков на пластине и рассматриваемом теле с учетом предыстории развития пограничного слоя. Формула для определения $x_{эф}$ получена методом локального подобия и справедлива при $T_{ст} = \mathrm{const}$. Для случая $T_{ст} = T_{ст}(x)$ существует более сложная формула.

В формуле (2.101) отношения, содержащие произведение $\mu\rho$ и критерий Pr, учитывают изменение физических свойств газа в зависимости от температуры, а множитель в квадратных скобках – влияние продольного градиента давления $dp_1/dx = -\rho_1w_1(dw_1/dx)$ и температурного фактора $(T_{ст}/T_{01})$; $T_{01} = T_1(1 + 0{,}5(k-1)\mathrm{M}_1^2)$. Для расчета $q_{ст}(x)$ и T_e используются формулы (2.100) и (2.97).

При $\mathrm{Re} = (w_\infty x/\nu) > 10^6$ течение в пограничном слое на пластине становится турбулентным и закономерности переноса импульса и энергии резко изменяются. В этих условиях решение задач теплообмена возможно лишь при ряде упрощающих предположений с использованием не только теоретических, но и экспериментальных данных. Отсутствие рациональных теорий турбулентности объясняется чрезвычайной сложностью этих течений (рис. 2.14).

Высокочастотные пульсации скорости, давления и температуры в турбулент-



Рис. 2.14.
Турбулентное течение в пограничном слое (визуализация)

ных потоках существенно влияют на развитие течения. При анализе течения используются осредненные во времени величины $\bar{w}_x$, $\bar{w}_y$, $\bar{p}$, $\bar{T}$ и пульсационные составляющие w'_x, w'_y, p', T'. При этом мгновенные значения скорости, давления и температуры могут быть определены в виде сумм: $w_x = \bar{w}_x + w'_x$; $w_y = \bar{w}_y + w'_y$; $p = \bar{p} + p'$; $T = \bar{T} + T'$.

Степень турбулентности ε является одной из важных характеристик турбулентных течений. Она определяется соотношением

$$\varepsilon = [\sqrt{0.5(\overline{w'_x}^2 + \overline{w'_y}^2)}]/w_\infty,$$

где $\overline{w'_x}^2$ и $\overline{w'_y}^2$ – осредненные во времени квадраты пульсационных составляющих скорости; w_∞ – скорость невозмущенного потока.

Для простоты рассуждений все соотношения здесь записаны в двухмерном приближении. В действительности картина течения трехмерна.

От значения ε в набегающем на тело потоке существенно зависит критическое число Re, соответствующее переходу ламинарной формы течения в пограничном слое в турбулентную, а также интенсивность теплоотдачи.

При наличии пульсаций в потоке появляется дополнительное напряжение трения $\tau_т = -\overline{(\rho w_y)' w'_x} = \mu_т \left(\frac{\partial \bar{w}_x}{\partial y}\right)$ и дополнительный перенос энергии $q_т = \overline{(\rho w_y)' c_p T'} = -\lambda_т \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right)$, где $\mu_т$ и $\lambda_т$ – коэффициенты турбулентной (кажущейся) вязкости и теплопроводности. Выражения для определения $\tau_т$ и $q_т$ могут быть получены из уравнений (2.52) – (2.55) с осредненными значениями скорости, давления и температуры. В приближении пограничного слоя эти уравнения имеют следующий вид:

$$\rho\left(\bar{w}_x \frac{\partial \bar{w}_x}{\partial x} + \bar{w}_y \frac{\partial \bar{w}_x}{\partial y}\right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + (\mu + \mu_т)\frac{\partial^2 \bar{w}_x}{\partial y^2};$$

$$\frac{\partial \bar{w}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w}_y}{\partial y} = 0;$$

$$\rho c\left(\bar{w}_x \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{w}_y \frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right) =$$

Степень турбулентности – отношение средней квадратичной пульсаций составляющих вектора скорости в данной точке к осредненной скорости невозмущенного потока.

$$= (\lambda + \lambda_т)\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + (\mu + \mu_т)\left(\frac{\partial \bar{w}_x}{\partial y}\right)^2.$$

Общее напряжение трения в турбулентном потоке состоит из напряжения трения, вызванного молекулярной (μ) и турбулентной ($\mu_т$) вязкостью, поэтому $\tau = (\mu + \mu_т)\frac{\partial \bar{w}_x}{\partial y}$. Аналогично $q = -(\lambda + \lambda_т)\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}$. На некотором расстоянии от стенки в турбунтном ядре $\mu \ll \mu_т$ и $\lambda \ll \lambda_т$. Вблизи стенки, в ламинарном подслое роль μ и λ становится существенной.

В отличие от уравнений (2.85)–(2.87) уравнения турбулентного пограничного слоя, записанные для осредненных величин, кроме $\bar{w}_x$, $\bar{w}_y$ и $\bar{T}$ содержат неизвестные значения $\mu_т$ и $\lambda_т$, зависящие от пульсационных составляющих.

В основе приближенных полуэмпирических теорий турбулентного тепло- и массообмена лежат эмпирические гипотезы, связывающие кажущиеся вязкость и теплопроводность с осредненными во времени скоростями и температурами. Каждая из таких теорий содержит опытные константы и может быть использована для расчета определенного вида турбулентного течения. В настоящее время с помощью вычислительной техники на основе результатов непосредственных измерений турбулентных пульсаций изучаются различные модели турбулентности, позволяющие получить более детальную информацию о локальной структуре турбулентных течений.

В основу приближенных методов расчета теплообмена при турбулентном течении положены универсальные зависимости распределения скоростей и температур в пограничном слое, установленные путем обработки опытных данных методами теории подобия. В выражениях, аппроксимирующих эти закономерности для скоростей, температур и линейных размеров, подобраны соответствующие масштабы, а константы не зависят от Re. Такой подход в сочетании с теоретическим обоснованием позволяет получить уравнения типа (2.101), необходимые для расчета теплоотдачи.

Для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи при турбулентном режиме течения в пограничном слое на телах различной формы может быть использовано критериальное уравнение

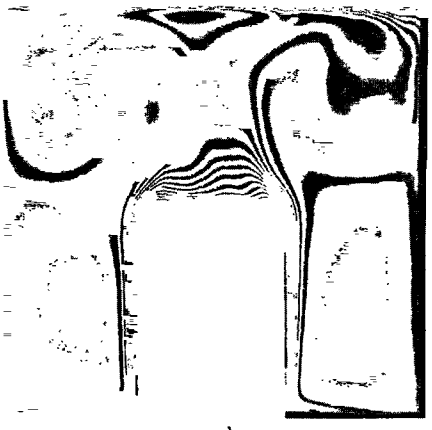
$$\mathrm{Nu}_{ст} = 0{,}0296\mathrm{Re}_{ст}^{0{,}8}\mathrm{Pr}_{ст}^{0{,}43} \times \times (T_{ст}/T_e)^{0{,}4}[1 + 0{,}5(k-1)r_т\mathrm{M}_1^2]^{0{,}11}. \quad (2.102)$$

Это уравнение справедливо для случаев обтекания плоских и осесимметричных тел потоком, движущимся с высокой скоростью, с продольным градиентом давления (в том числе при течении в соплах). Критерии подобия построены точно так же, как и в формуле (2.101). В безразмерные комплексы $\mathrm{Nu}_{ст}$ и $\mathrm{Re}_{ст}$ входит величина $x_{эф} = \int_0^x \rho_{ст} w_1 R^{5/4}\,dx/(\rho_{ст} w_1 R^{5/4})$. Коэффициент восстановления температуры (при турбулентном режиме течения) $r_т$ зависит практически только от критерия Pr: $r_т \approx \sqrt[3]{\mathrm{Pr}}$. Полуэмпирическая формула (2.102) согласуется с результатами измерений при $0{,}1 < T_{ст}/T_e < 1$. Она справедлива в диапазоне $2{,}5 < \mathrm{M}_\infty < 4{,}5$ на пластине и конусе и $6 < \mathrm{M}_\infty < 10$ при течении в соплах.

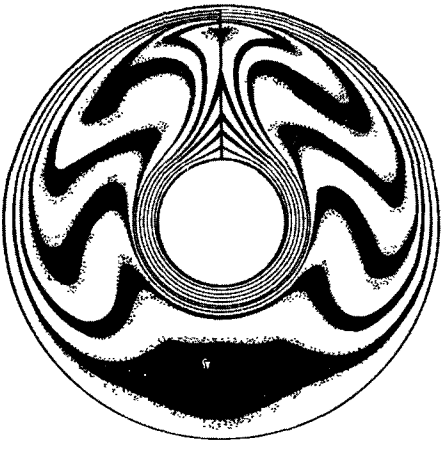
Теплообмен при естественной конвекции

Естественные свободно конвективные течения возникают под действием разности плотностей, как правило, связанной с неоднородностью температурного поля в жидкости, находящейся в поле внешних массовых сил. Для изучения таких течений, часто встречающихся в природе и технике, применяются как теоретические, так и экспериментальные методы.

Интерферограмма поля течения при естественной конвекции в прямоугольной полости с нагретым выступом на



а)



б)

Рис. 2.15.
Интерферограммы поля течения в полости:
а – с нагретым выступом на нижнем основании, $Gr = 1{,}3 \cdot 10^8$; $Pr = 0{,}71$; *б* – кольцевой, $Gr = 5{,}8 \cdot 10^4$; $Pr = 0{,}71$

нижнем основании (рис. 2.15, *а*) дает представление о характере изотерм и температурном пограничном слое на поверхности выступа и верхнем основании полости. Расшифровка интерферограммы позволяет получить данные о локальных коэффициентах теплоотдачи. Аналогичная интерферограмма для кольцевой полости показана на рис. 2.15, *б*, нагрет внутренний цилиндр.

Для расчета теплоотдачи вертикальной пластины в условиях естественной конвекции могут быть использованы методы теории ламинарного пограничного слоя. При этом система уравнений (2.85)–(2.87) должна быть решена для граничных условий $w_x = w_y = 0$, $T = T_{ст}$ при $y = 0$ и $w_x = w_y = 0$, $T = T_\infty$ при $y = \infty$, где x – продольная, а y – поперечная координаты. Перейдем к переменным

$$\eta = Cy/x^{1/4} \text{ и } f(\eta) = \psi(x, y)/(4\nu C x^{3/4}),$$

где $C = [g(T_{ст} - T_\infty)/(4\nu^2 T_\infty)]^{1/4}$.

Тогда $w_x = \dfrac{\partial \psi}{\partial y} = 4\nu x^{1/2} C^2 f'$; $\quad w_y = -\dfrac{\partial \psi}{\partial x} = \nu C x^{-1/4}(\eta f' - 3f)$.

Замена переменных позволяет преобразовать систему уравнений (2.85)–(2.87) в два обыкновенных дифференциальных уравнения

$$\left.\begin{aligned} f''' + 3ff'' - 2(f')^2 + \theta = 0; \\ \theta'' + 3\mathrm{Pr} f\theta' = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (2.103)$$

где $\theta = (T - T_\infty)/(T_{ст} - T_\infty)$.

Граничные условия в новых переменных принимают вид: $f = f' = 0, \theta = 1$ при $\eta = 0$ и $f' = 0$, $\theta = 0$ при $\eta = \infty$;

$$q_{ст} = -\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{ст} = -\lambda C x^{-1/4}(d\theta/d\eta)_{ст}(T_{ст} - T_\infty). \qquad (2.104)$$

Результаты решения уравнений (2.103) представлены в виде таблиц (имеющихся в литературе), из которых следует, что для воздуха $(d\theta/d\eta)_{ст} = -0{,}508$. Теоретические результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными (рис. 2.16). С учетом закона теплоотдачи Ньютона (2.6) и выражения (2.104) можно получить формулу для расчета местного коэффициента теплоотдачи в виде

$$\mathrm{Nu}_x = 0{,}359\mathrm{Gr}_x^{1/4}, \qquad (2.105)$$

где $Nu_x = \alpha x/\lambda$; $Gr_x = gx^3\beta(T_{ст} - T_\infty)/\nu^2$; $Pr = 0{,}73$.

Из формулы (2.105) следует, что $\alpha \sim 1/x^{1/4}$ и уменьшается в направлении движения среды.

Приближенный метод решения этой же задачи позволяет вывести зависимость

$$Nu_x = 0{,}508\,[Pr/(Pr + 0{,}952)]^{1/4}Ra_x^{1/4}, \qquad (2.106)$$

которая в пределах $10^{-2} < Pr < 10^3$ согласуется с точным решением с погрешностью, не превышающей 10%. Здесь Ra_x определяется соотношением (2.72). Формулы (2.105), (2.106) применимы при $Ra_x < 0{,}7 \cdot 10^9$, т. е. при ламинарном режиме течения в пограничном слое.

Аналогичное аналитическое решение для горизонтального цилиндра:

$$Nu_x = 0{,}604 f(\varphi) Gr_x^{1/4} (x/d)^{1/4}, \qquad (2.107)$$

где $Nu_x = \alpha x/\lambda$; $f(\varphi)$ – функция, зависящая от центрального угла φ; x – координата, отсчитываемая от передней критической точки вдоль контура цилиндра; $Gr_x = g\beta x^3(T_{ст} - T_\infty)/\nu^2$; d – диаметр цилиндра. Значения $f(\varphi)$, полученные из решения, приведены ниже.

φ, °	0	30	60	90
$f(\varphi)$	0,760	0,752	0,718	0,664

φ, °	120	150	165	180
$f(\varphi)$	0,581	0,458	0,36	0

Формула (2.107) справедлива при $Ra_x < 0{,}7 \cdot 10^9$ и $Pr = 0{,}73$.

Влияние на теплообмен числа Pr можно определить, пользуясь соотношением

$$(Nu_x/Gr_x^{1/4})/(Nu_x/Gr_x^{1/4})_{Pr=0{,}73} =$$

$$= [2{,}21/(1{,}143 + Pr)]^{1/4} Pr^{1/2}. \qquad (2.108)$$

Для расчета теплоотдачи при турбулентной естественной конвекции на вертикальной пластине могут быть использованы полуэмпирические формулы Эккерта и Джексона, полученные на основании экспериментальных данных о распределении скоростей и температур

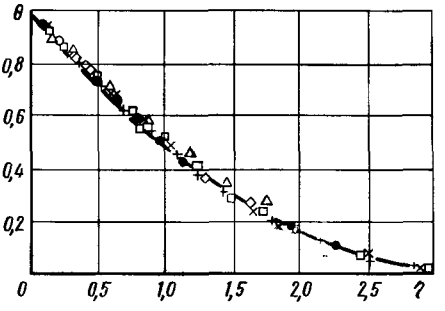


Рис. 2.16.
Зависимость безразмерной температуры $\theta = (T - T_\infty)/(T_{ст} - T_\infty)$ от координаты η при Pr = 0,73:
● – $x = 11$ см; + – $x = 7$ см; × – $x = 4$ см; □ – $x = 2$ см; △ – $x = 1$ см; ◇ – $x = 0{,}3$ см

в пограничном слое. При выводе формул физические свойства среды (λ, c, ρ, μ и β) принимались постоянными. Для местных и средних коэффициентов теплоотдачи эти формулы имеют вид

$$\left.\begin{aligned} Nu_x &= 0{,}0295 Ra_x^{2/5} Pr^{1/15}(1 + \\ &+ 0{,}494 Pr^{2/3})^{-2/5}; \\ \overline{Nu}_l &= 0{,}0246 Ra_l^{2/5} Pr^{1/15}(1 + \\ &+ 0{,}494 Pr^{2/3})^{-2/5}, \end{aligned}\right\} \qquad (2.109)$$

где $Nu_x = \alpha x/\lambda$; $Ra_x = gx^3\beta\Delta T/(\nu a)$; $\overline{Nu}_l = \alpha l/\lambda$; $Ra_l = gl^3\beta\Delta T/(\nu a)$; l – длина пластины.

Формулы хорошо согласуются с результатами эксперимента при $10^9 < Ra < 10^{12}$, $0{,}7 < Pr < 10$ и применимы для криогенных жидкостей.

В процессах теплообмена, протекающих в условиях естественной конвекции в замкнутых полостях, толщина пограничного слоя становится соизмеримой с размерами пространства, в котором протекает процесс, поэтому упрощающие предположения, принятые при выводе уравнений пограничного слоя, становятся неприемлемыми. При анализе процессов переноса теплоты через прослойки и щели различной формы приходится рассматривать полную систему уравнений (2.52)–(2.55), которая для этих условий

может быть решена разностными методами с помощью цифровых ЭВМ.

Для удобства численного решения из уравнений движения (2.52)–(2.53) исключается давление и вводится функция $\omega = \frac{\partial w_y}{\partial x} - \frac{\partial w_x}{\partial y} = -\nabla^2\psi$, называемая вихревой напряженностью. После несложных преобразований и введения функции тока ψ система (2.52)–(2.55) получает вид

$$\begin{cases} \frac{\partial\omega}{\partial t} + \frac{\partial\psi}{\partial y}\frac{\partial\omega}{\partial x} - \frac{\partial\psi}{\partial x}\frac{\partial\omega}{\partial y} = \\ = \beta\left[g_x\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right) - g_y\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)\right] + \nu\nabla^2\omega; & (2.110) \\ \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial\psi}{\partial y}\frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial\psi}{\partial x}\frac{\partial T}{\partial y} = a\nabla^2 T; & (2.111) \\ \omega = -\nabla^2\psi. & (2.112) \end{cases}$$

Уравнение (2.110), называемое уравнением переноса вихрей, показывает, что изменение вихревой напряженности во времени и пространстве связано с диссипацией вихревой напряженности вследствие трения и характером изменения температуры в поле течения. Решая эти уравнения с соответствующими начальными и граничными условиями, можно определить ψ, ω и T, а затем w_x и w_y.

Линии тока ($\psi = \text{const}$) и изотермы ($T = \text{const}$), полученные в результате решения уравнений (2.110)–(2.112) для прямоугольной полости с нагретым выступом, показаны на рис. 2.17. Интенсивность теплообмена в рассматриваемых условиях зависит не только от критериев Gr и Pr, но и в значительной мере от относительных размеров полости. Этими факторами, в частности, определяется форма течения. При первой, одновихревой форме течения (рис. 2.17, *б*) основное количество теплоты передается от вертикальной поверхности выступа, в то время как над горизонтальной поверхностью существует застойная зона. При второй форме с основным вихрем над выступом (рис. 2.17, *в*) интенсивный конвективный теплообмен наблюдается над выступом, и теплоотдача определяется горизонтальной поверхностью. В случае третьей двухвихревой формы течения (рис. 2.17, *г*) теплоотдача верхней и боковой поверхностей выступа примерно одинакова. Путем численного решения уравнений (2.110)–(2.112) для кольцевых полостей получена формула

$$\mathrm{Nu} = 0{,}134(\ln r_2/r_1)(\bar{r}_1 + 0{,}362)\,\mathrm{Ra}^{0{,}294\exp(-0{,}01/\bar{r}_1)}, \quad (2.113)$$

хорошо согласующаяся с данными непосредственных измерений (см. рис. 2.15, *б*).

Она применима при $2\cdot10^4 < \mathrm{Ra} < 0{,}5\cdot10^6$; $\mathrm{Pr} > 0{,}7$ и $2 < r_2/r_1 < 6$; $\mathrm{Ra} = g\delta^3\beta\,|\,T_1 - T_2\,|/(\nu a)$; $\bar{r}_1 = r_1/\delta$; $\delta = r_2 - r_1$; $\exp(-0{,}01/\bar{r}_1) \equiv \mathrm{e}^{-0{,}01/\bar{r}_1}$; r_1, r_2 и T_1, T_2 – радиусы и температуры внутренней и внешней поверхностей, образующих кольцевое пространство.

Физические свойства среды отнесены к температуре $0{,}5(T_1 + T_2)$. Тепловой поток, проходящий через кольцевой слой, определяется по формуле

$$Q = 2\pi(T_1 - T_2)\,\mathrm{Nu}\lambda l/(\ln r_2/r_1),$$

где l – длина коаксиальных цилиндров, образующих полость.

Линии тока в кольцевых полостях показаны на рис. 2.17, *д*, *е* ($T_2 > T_1$). Существуют также формулы для расчета теплообмена при естественной конвекции в плоских и сферических полостях.

Теплообмен при изменении агрегатного состояния вещества

Теплообмен при кипении. В процессе кипения происходит интенсивное парообразование во всем объеме кипящей жидкости с образованием паровых пузырьков. Этот процесс протекает при температуре насыщения $T_н$ или несколько превышающей это значение и сопровождается поглощением теплоты фазового перехода. Различают кипение жидкости в большом объеме и кипение

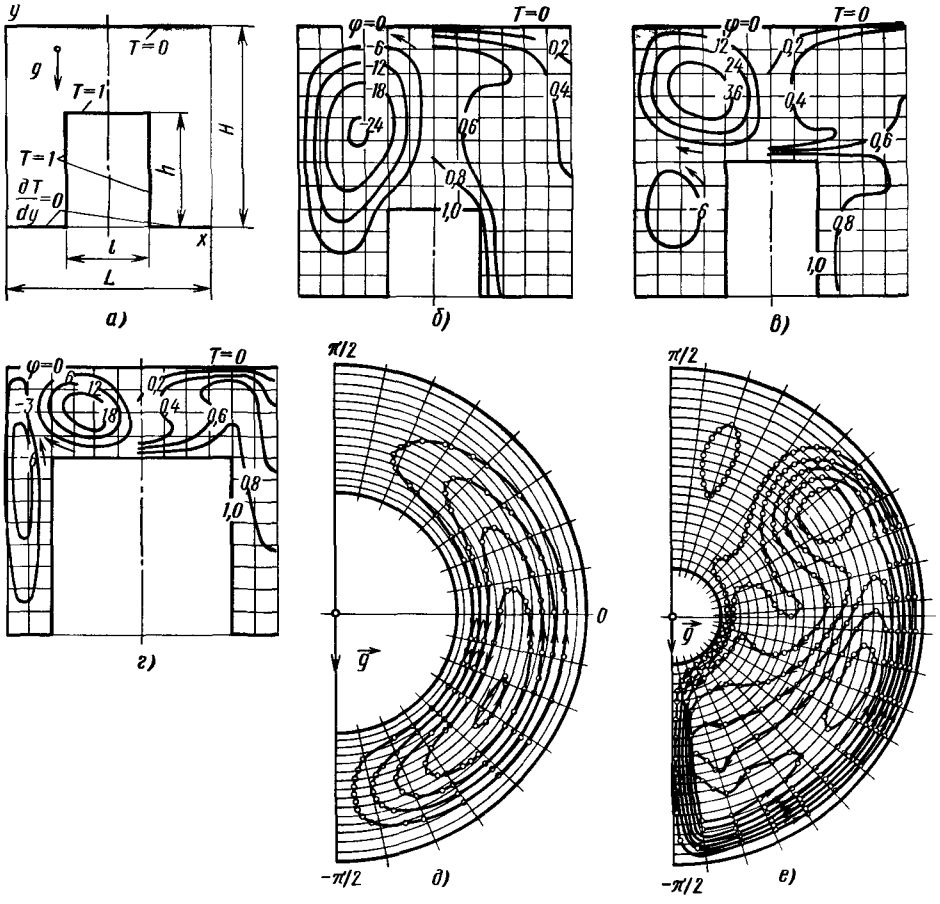


Рис. 2.17.
Линии тока и изотермы в прямоугольных полостях с нагретым выступом на нижнем основании; линии тока в кольцевых полостях (численные решения при Pr = 0,71; Gr **построен по характерному линейному размеру полости** $\delta = (HL - hl)/L$**):**
а — схема полости; *б* — $Gr = 1{,}12 \cdot 10^5$; *в* — $Gr = 5{,}8 \cdot 10^5$; *г* — $Gr = 1{,}4 \cdot 10^5$; *д* — $Gr = 10^4$; $r_2/r_1 = 2$; *е* — $Gr = 10^4$; $r_2/r_1 = 5$

на поверхности твердого тела. В отличие от процесса теплообмена, при конвекции однофазной жидкости процесс теплообмена при кипении является более интенсивным, поскольку сопровождается дополнительным переносом теплоты и массы с помощью паровых пузырьков или паровой пленки. Существуют три основных режима кипения — пузырьковый, переходный и пленочный.

Пузырьковый режим кипения сопровождается образованием на поверхности теплообмена паровых пузырьков. При больших тепловых потоках паровые пузырьки сливаются, образуя на поверхности нагрева сплошную пленку, и режим кипения становится пленочным.

Пузырьковый режим кипения — режим, при котором пар образуется в виде периодически зарождающихся и растущих пузырьков.

Пленочный режим кипения характеризуется меньшей интенсивностью теплоотдачи, чем пузырьковый. Кипение возможно при условии некоторого перегрева жидкости относительно температуры насыщения, при наличии центров парообразования.

Минимальный радиус $R_к$ парового пузырька в момент зарождения соответствует размеру неровностей на поверхности теплообмена. Чем больше перегрев жидкости и чем выше давление p, тем меньше $R_к$. Если жидкость смачивает стенку, кипение протекает при незначительном перегреве. Это означает, что на образование пузырей помимо перегрева и давления влияет также характер физико-химического взаимодействия жидкости с твердой стенкой. Число действующих центров парообразования увеличивается с уменьшением $R_к$. Рост числа центров парообразования приводит к увеличению интенсивности теплоотдачи за счет перемешивания жидкости при движении пузырьков. На поверхности нагрева

$$R_к = 2\sigma T_н/[r\rho_п(T_{ст} - T_н)],$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения.

Показано, что работа, которую необходимо затратить на образование пузырьков, уменьшается по мере увеличения перегрева жидкости. Поэтому вероятность вскипания увеличивается с ростом температурного напора $\Delta T = T_{ст} - T_н$.

Скорость роста паровых пузырьков является одной из основных характеристик процесса кипения и зависит от безразмерного комплекса $c_ж \Delta T \rho_ж/(r\rho_п)$, где r – скрытая теплота парообразования; $c_ж$ – массовая удельная теплоемкость жидкости; $\rho_ж$ и $\rho_п$ – плотность соответственно жидкости и пара. Скорость роста пузырьков повышается по мере увеличения этого комплекса. Это особенно заметно при низких давлениях.

Паровой пузырек отрывается от поверхности нагрева и всплывает при определенном диаметре, который зависит от способности жидкости смачивать поверхность. Жидкость, не смачивающая поверхность, оттесняется от нее, и интенсивность теплоотдачи уменьшается. Теплоносители, обычно применяемые в теплоэнергетических установках, а также криогенные жидкости смачивают металлические поверхности. К несмачивающим жидкостям относится, например, ртуть.

Процесс теплоотдачи от перегретой жидкости к поверхности оторвавшегося пузырька отличается высокой интенсивностью. Турбулизация парожидкостной смеси движущимися пузырями существенно сказывается на интенсивности теплоотдачи только при небольших ΔT. Интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении в основном определяется толщиной тонкой жидкостной прослойки, остающейся непосредственно на поверхности теплообмена вследствие смачивания. Линия, характеризующая зависимость теплового потока от температурного напора, называется кривой кипения.

На рис. 2.18 зависимость плотности q теплового потока от температурного напора ΔT представлена в логарифмической системе координат. Область *1* на этом графике соответствует конвективному теплообмену. В области *2*, благодаря малой плотности центров парообразования, процесс кипения неустойчив. Область *3* соответствует развитому пузырьковому режиму кипения. В этой области плотность q теплового потока достигает максимума. Дальнейшее повышение перегрева жидкости приводит к появлению переходной области *4*, а затем

Пленочный режим кипения – режим, при котором на поверхности нагрева образуется сплошная пленка пара, периодически прорывающегося в объем жидкости.

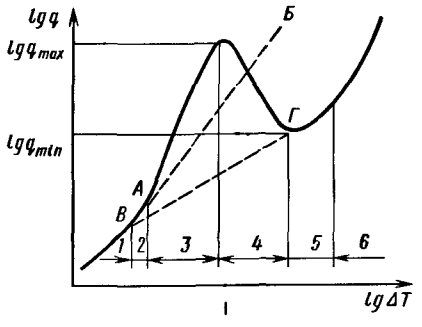


Рис. 2.18.
Зависимость плотности теплового потока q от температурного напора ΔT в логарифмической системе координат

области 5 устойчивого пленочного кипения. В области *6* становится существенным перенос теплоты излучением.

При низких давлениях и тщательной дегазации жидкости область *1* конвективного теплообмена может быть расширена, и зависимость $q(\Delta T)$ будет соответствовать линии *АБ* (рис. 2.18). В случае несмачивающих жидкостей пленочный режим кипения может появиться при небольших ΔT (линия *ВГ*).

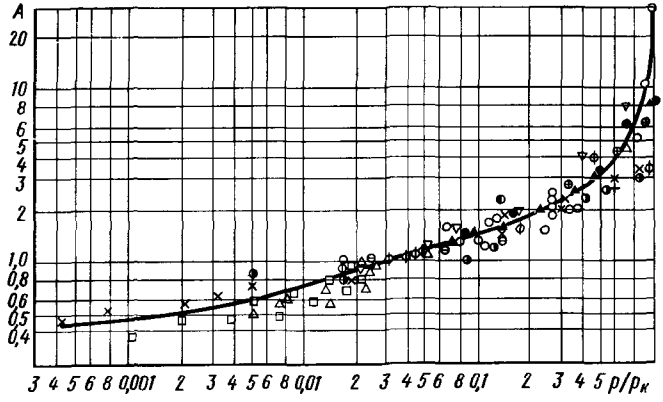
Характер кривой кипения может также резко измениться при изменении граничных условий. Так, при обогреве поверхности теплообмена электрическим током ($q_{ст}$ = const) наблюдается скачкообразный переход пузырькового режима кипения в пленочный. При условии $T_{ст}$ = const такого скачка не наблюдается.

На интенсивность теплообмена при кипении существенное влияние оказывают давление, теплофизические свойства жидкости, параметры шероховатости поверхности нагрева и теплофизические свойства стенки. К последним относится комплекс, называемый коэффициентом аккумуляции теплоты, $\sqrt{\lambda c\rho}$.

Зависимость комплекса $A = \left(\frac{\alpha}{q^{0,7}}\right)_p \Big/ \left(\frac{\alpha}{q^{0,7}}\right)_{p^*}$ от безразмерного давления $p/p_к$ при кипении различных жидкостей показана на рис. 2.19. Величина $(\alpha/q^{0,7})_{p^*}$ вычислена при условном давлении $p^* = 0{,}03p_к$. При p, близких к $p_к$, влияние давления резко возрастает. Количественные закономерности зависят также от гидродинамической структуры двухфазного потока, которая при кипении отличается большим многообразием.

В условиях недогрева жидкости возможно поверхностное кипение. Строгого математического описания процесса теплообмена при кипении пока не существует. В большинстве случаев связь коэффициента теплоотдачи с числом

Рис. 2.19.
Зависимость комплекса $A = \left(\frac{\alpha}{q^{0,7}}\right)_p \Big/ \left(\frac{\alpha}{q^{0,7}}\right)_{p^*}$ от безразмерного давления $p/p_к$ при кипении различных жидкостей



центров парообразования, частотой отрыва пузырей, физическими свойствами жидкости и другими факторами устанавливается экспериментально.

Расчет теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости в большом объеме в условиях свободного движения можно выполнить, воспользовавшись следующим приближенным уравнением подобия:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}082K_z^{0,33}K_q^{0,7}\mathrm{Pr}^{-0,45}, \qquad (2.114)$$

где $\mathrm{Nu} = \alpha\delta/\lambda_ж$; $K_z = (R_к c_ж \Delta T \rho_ж)/(2\delta r \rho_п)$; $K_q = q\delta^2/(\rho_п r a_ж l)$; $\mathrm{Pr} = \nu_ж/a_ж$; $\delta = \sqrt{\sigma/[g(\rho_ж - \rho_п)}$ – капиллярная постоянная; $\Delta T = T_{ст} - T_н$ – температурный напор; $l = (c_ж\sigma\rho_ж T_н)/(r\rho_п)^2 = R_к c_ж \Delta T\rho_ж/(2r\rho_п)$ – некоторый характерный размер, пропорциональный радиусу $R_к$; σ – коэффициент поверхностного натяжения на границе жидкость – пар; K_z и K_q учитывают число центров парообразования и частоту отрыва пузырей.

Если пренебречь влиянием ускорения свободного падения, то можно получить более простое уравнение для расчета теплоотдачи

$$\mathrm{Nu} = C\mathrm{Re}^n\mathrm{Pr}^m,$$

где $\mathrm{Nu} = \alpha l/\lambda_ж$; $\mathrm{Re} = wl/\nu_ж$; $w = q/(r\rho_п)$ – приведенная скорость парообразования.

Значения C, m и n найдены путем обработки большого числа экспериментальных данных, полученных при кипении различных жидкостей. Для неметаллических теплоносителей $C = 0{,}0625$, $n = 0{,}5$, $m = 0{,}33$ при $\mathrm{Re} \leqslant 0{,}01$; $C = 0{,}125$, $n = 0{,}65$, $m = 0{,}33$ при $\mathrm{Re} \geqslant 0{,}01$; для жидких металлов $C = 0{,}125$, $n = m = 0{,}65$, $\mathrm{Re} \geqslant 0{,}01$. Пределы применимости этого уравнения: $10^{-5} \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 10^4$; $0{,}86 \leqslant \mathrm{Pr} \leqslant 7{,}6$; $w \leqslant 7$ м/с. При плотности теплового потока, большей первой критической $q_к$, чистая форма пузырькового кипения невозможна.

Первая критическая плотность теплового потока для неметаллических теплоносителей с малой вязкостью

$$q_{к1} = kr\sqrt[4]{\rho_п}\sqrt[4]{g\sigma(\rho_ж - \rho_п)}\,(0{,}13 \leqslant k \leqslant 0{,}16).$$

В литературных источниках имеются данные, необходимые для расчета теплообмена при кипении и в других условиях: при пленочном и переходном режимах, в условиях вынужденного течения, в ограниченном объеме (в том числе в различно ориентированных трубах и каналах).

Теплообмен при конденсации пара. Конденсация протекает с выделением теплоты и всегда сопровождается теплообменом Явление теплообмена при конденсации встречается в конденсаторах паротурбинных, холодильных и опреснительных установок, теплообменных аппаратах и других устройствах. Наиболее характерной для этих установок является поверхностная конденсация пара, реже встречается явление конденсации во всем объеме.

Конденсация насыщенного или перегретого пара на поверхности твердого тела возможна, если температура поверхности $T_{ст} < T_н$. Конденсация жидкости на твердой поверхности начинается в углублениях или трещинах.

Пленочная конденсация возникает на смачиваемой поверхности. Теплота, выделяющаяся на поверхности раздела фаз, отводится в стенку через пленку конденсата. В процессе конденсации температура $T_п$ поверхности жидкой пленки остается несколько ниже температуры $T_н$ насыщения. Для обычных и криогенных жидкостей $T_п$ незначительно отличается от $T_н$. Термическое сопротив-

Первая критическая плотность теплового потока – максимально возможная (при данных условиях) плотность теплового потока при пузырьковом кипении.
Пленочная конденсация – образование сплошной пленки конденсата на смачиваемой поверхности.

ление при передаче теплоты от пара к стенке равно сумме термического сопротивления пленки конденсата и термического сопротивления, связанного со скачком температуры на границе раздела паровой и жидкой фаз. При заданной разности температур пара и стенки интенсивность процесса теплообмена при пленочной конденсации определяется условиями отвода конденсата с поверхности и режимами течения пленки и пара. Термическое сопротивление пленки зависит от ее толщины, теплопроводности жидкости, степени турбулизации потока и наличия поверхностных волн.

Капельная конденсация возникает на несмачиваемой поверхности и имеет коэффициент теплоотдачи на порядок выше, чем пленочная. Для получения капельной конденсации на поверхность теплообмена наносятся специальные покрытия. Использование капельной конденсации позволяет значительно сократить габариты и массу конденсаторов. Примеси неконденсирующихся газов в паре существенно снижают интенсивность теплоотдачи при конденсации.

В большинстве практически важных случаев приходится иметь дело с пленочной конденсацией. Средний коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации неподвижного насыщенного пара на плоской поверхности длиной L может быть вычислен по следующей приближенной формуле:

$$\overline{\mathrm{Nu}} = (2\sqrt{2}/3)(\mathrm{Ga}K\mathrm{Pr}\sin\beta)^{1/4}, \qquad (2.115)$$

где $\overline{\mathrm{Nu}} = \bar{\alpha}L/\lambda_{ж}$; $\mathrm{Ga} = gL^3\rho_{ж}(\rho_{ж}-\rho_{п})/\mu_{ж}^2$; $K = r^*/c_{ж}(T_{н} - T_{ст})$; $\mathrm{Pr} = \nu_{ж}/a_{ж}$; β – угол наклона поверхности к горизонту; r^* – эффективное значение теплоты парообразования; $r^* = r + 0{,}68c_{ж}(T_{н} - T_{ст})$ при $c_{ж}(T_{н} - T_{ст})/r < 2$.

Путем введения r^* учитывается недогрев пленки и отклонение профиля температуры в пленке от линейного.

При выводе формулы (2.115) предполагалось, что режим течения пленки ламинарный, пар не содержит примесей, а влиянием термического сопротивления на границе пленки с паром, конвективным переносом теплоты через пленку, действием сил инерции и трением на границе раздела фаз можно пренебречь. Вывод основан на решении уравнений $d^2T/dy^2 = 0$, $\mu_{ж}(d^2w_x/dy^2) = -\rho_{ж}g_x$, описывающих теплообмен в пленке.

Образование на поверхности пленки волн уменьшает ее толщину и повышает интенсивность теплоотдачи. При торможении же стекающей пленки паром уровень интенсивности теплоотдачи снижается. Опытным путем установлено, что при $K > 5$ и $1 < \mathrm{Pr} < 100$ влияние конвективного переноса теплоты и действие сил инерции пренебрежимо малы.

Формула (2.115) становится пригодной для расчета теплообмена при конденсации пара на горизонтальном цилиндре, если положить $\beta = \pi/2$ и $L = 2{,}78D$ (D – диаметр цилиндра), а также для расчета теплообмена при конденсации внутри коротких горизонтальных труб. В последнем случае $\beta = \pi/2$, $L = 8{,}4d$, где d – внутренний диаметр трубы.

Для расчета теплообмена при конденсации пара на пучке горизонтальных труб, расположенных друг под другом, рекомендуется формула

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}728[1 + 0{,}2(n-1)/K](\mathrm{Ga}\mathrm{Pr}K/n)^{1/4}, \qquad (2.116)$$

где n – число рядов труб.

Формула (2.116) применима при $(n-1)K < 2$.

Критерии подобия здесь построены точно так же, как и в формуле (2.115). За характерный размер принят наружный диаметр трубы.

Капельная конденсация – образование капель конденсата на несмачиваемой поверхности.

2.4. Лучистый теплообмен

Основные понятия и определения

Излучение представляет собой процесс распространения энергии в виде электромагнитных волн, возбудителями которых являются заряженные элементарные частицы, входящие в состав вещества. Энергия излучения – это энергия фотонов или электромагнитных волн, излучаемых телом (или средой).

Излучение обладает как волновыми, так и корпускулярными свойствами, которые не проявляются одновременно. Волновыми свойствами объясняется процесс распространения излучения в пространстве, корпускулярными – явления испускания, поглощения и отражения. Эти свойства описываются уравнениями электродинамики и квантовой механики. Излучение характеризуется длиной волны $\lambda_в$ или частотой ν. Большая часть твердых и жидких тел (за исключением полированных металлов) излучает энергию во всем диапазоне длин волн. С энергетической точки зрения наиболее важная роль в лучистом теплообмене при умеренных температурах принадлежит инфракрасному излучению. Оно имеет одинаковую природу с другими видами излучения и соответствует диапазону длин волн $0{,}8 \cdot 10^{-6} < \lambda_в < 0{,}8 \cdot 10^{-3}$ м.

Количество энергии, излучаемое телами, резко возрастает с повышением температуры, поэтому роль лучистого теплообмена особенно велика в процессах, протекающих при высоких температурах. Тепловое излучение определяется только температурой и оптическими свойствами излучающего тела.

Между процессами теплопроводности и конвекции, рассмотренными выше, и лучистым теплообменом существует принципиальное различие. Теплообмен путем теплопроводности и конвекции связан с температурным полем в теле или среде. В процессах лучистого теплообмена наличие сплошной среды не обязательно.

Электромагнитные волны, попадая на окружающие тела, частично поглощаются ими. При этом энергия излучения переходит во внутреннюю энергию *поглощающего тела*. *Доля энергии* A электромагнитных волн, поглощенная телом, называется поглощательной способностью тела, доля отраженной энергии R – отражательной способностью и доля энергии D, проходящая сквозь тело, – пропускательной способностью. В соответствии с законом сохранения энергии $A + R + D = 1$. Тела, для которых $A = 1$, $R = D = 0$, называются абсолютно черными. В случае $D = 1$, $A = R = 0$ тела называются абсолютно проницаемыми или диатермичными (прозрачными). Можно считать, что для большей части твердых тел $D = 0$.

Излучение абсолютно черного тела

Плотность потока излучения E является интегральной характеристикой, относящейся ко всему диапазону длин волн.

Спектральная плотность потока излучения $E_\lambda = dE/d\lambda_в$ характеризует распределение энергии излучения по длинам волн. Для абсолютно черного тела зависимость $E_{\lambda 0}$ от длины волны и температуры устанавливается законом Планка

$$E_{\lambda 0} = dE_0/d\lambda_в = c_1 n_п^2 \lambda_в^{-5} \left[e^{c_2/(n_п \lambda_в T)} - 1\right]^{-1}, \qquad (2.117)$$

Плотность потока излучения – количество энергии излучения, проходящее в единицу времени через единицу площади поверхности в пределах полусферического телесного угла.

Спектральная плотность потока излучения – отношение плотности потока излучения, испускаемого в бесконечно малом интервале длин волн, к величине этого интервала.

где $c_1 = 3{,}74 \cdot 10^{-16}$ Вт·м²; $c_2 = 1{,}439 \cdot 10^{-2}$ м·К; T – абсолютная температура излучающего тела; $n_п$ – показатель преломления среды, окружающей тело, в дальнейшем будем считать $n_п = 1$, для газов $n_п \approx 1$, в вакууме $n_п = 1$. Индексом 0 отмечены величины, относящиеся к абсолютно черному телу.

Максимум зависимостей $E_{\lambda 0} = E_{\lambda 0}(\lambda_в)$ по мере повышения температуры смещается в сторону более коротких длин волн (рис. 2.20). Исследование функции (2.117) на экстремум приводит к зависимости $\lambda_{в\,max} T = 2{,}896 \cdot 10^{-3}$ м·К, называемой законом смещения Вина.

Закон Стефана – Больцмана выводится интегрированием $E_{\lambda 0}(\lambda_в)$ по длинам волн

$$E_0 = \int_0^\infty c_1 \lambda_в^{-5} \left[e^{c_2/(\lambda_в T)} - 1\right]^{-1} d\lambda_в = \sigma_0 T^4, \qquad (2.118)$$

где $\sigma_0 = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – постоянная Стефана-Больцмана.

Законы (2.117) и (2.118) строго справедливы только для абсолютно черного тела. Реальные тела не являются абсолютно черными, однако многие из них можно приближенно считать серыми телами, спектр излучения которых непрерывен и подобен спектру излучения абсолютно черного тела. Для серых тел $E = \varepsilon \sigma_0 T^4$.

Степень черноты тела $\varepsilon = E/E_0$ определяется опытным путем и зависит от природы тела, его температуры и состояния поверхности ($0{,}01 < \varepsilon < 0{,}99$).

Зависимость между плотностью потока E излучения и поглощательной способностью A тела устанавливается законом Кирхгофа. Для определения этой зависимости рассмотрим систему двух тел, имеющих неограниченные плоские поверхности, обращенные друг к другу, причем поверхность *1* принадлежит серому, а поверхность *2* – абсолютно черному телу. Плотность потока эффективного (полного) излучения серого тела $E_{эф1} = E + (1 - A)E_0$, где E и $(1-A)E_0$ – плотности потока соответственно собственного и отраженного излучения. Для абсолютно черного тела $E_{эф2} = E_0$. В условиях термодинамического равновесия $E_{эф1} = E_{эф2}$, следовательно, $E + (1 - A)E_0 = E_0$.

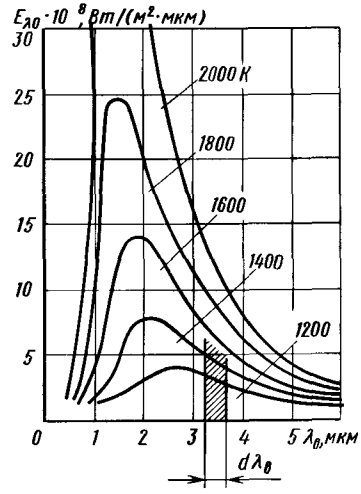


Рис. 2.20.
Зависимость спектральной плотности потока излучения $E_{\lambda 0}$ от длины волны $\lambda_в$ при различных температурах

Закон Кирхгофа $E/A = E_0$. Плотность потока излучения абсолютно черного

Закон Стефана – Больцмана: плотность потока излучения абсолютно черного тела пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры.

Степень черноты тела – отношение плотностей потока излучения серого тела и абсолютно черного тела при той же температуре.

Закон Кирхгофа: отношение плотности потока излучения серого тела к его поглощательной способности не зависит от природы тела и равно плотности потока излучения абсолютно черного тела при той же температуре.

тела E_0 зависит только от температуры. Так как для серых тел $A < 1$, всегда $E < E_0$. Из закона Кирхгофа следует, что $\varepsilon = A$. Поскольку для твердых непрозрачных тел $A + R = 1$, тела, хорошо отражающие лучистую энергию, слабо ее поглощают и излучают. Для тел, не являющихся серыми, закон Кирхгофа выполняется только при сопоставлении спектральных характеристик.

Распределение энергии излучения, испускаемой абсолютно черным телом, по отдельным направлениям неодинаково и определяется законом косинусов Ламберта в виде

$$dE_{\varphi 0} = (E_0/\pi)\, d\Omega \cos\varphi,$$

где $E_{\varphi 0}$ – плотность потока излучения, соответствующая углу φ; $d\Omega$ – элементарный телесный угол, под которым из данной точки излучающего тела видна элементарная площадка на поверхности полусферы, имеющей центр в этой точке; φ – угол между нормалью к излучающей поверхности и направлением излучения.

Наибольшее значение $E_{\varphi 0}$ соответствует направлению нормали к поверхности ($\varphi = 0$). Для реальных тел закон Ламберта выполняется лишь приближенно.

Лучистый теплообмен между твердыми телами, разделенными диатермичной средой

На основании рассмотренных выше законов излучения могут быть выведены формулы для расчета взаимного лучистого теплообмена между телами. Задача о лучистом теплообмене между двумя серыми непрозрачными телами, имеющими неограниченные плоские поверхности, обращенные друг к другу, может быть решена методом многократных отражений или эффективных потоков. В соответствии с первым методом для определения количества энергии, переданной от первого тела ко второму (поток результирующего излучения), необходимо из первоначального количества энергии излучения первого тела вычесть все, что поглощается из энергии собственного излучения, отраженной от второго тела, и энергии излучения второго тела. Этот метод физически нагляден, но связан с применением рядов. Второй метод позволяет получить решение сразу, поскольку плотность потока результирующего излучения $q_{12} = E_{эф1} - E_{эф2}$. Здесь

$$\left.\begin{aligned} E_{эф1} &= E_1 + (1 - A_1) E_{эф2}; \\ E_{эф2} &= E_2 + (1 - A_2) E_{эф1}. \end{aligned}\right\} \qquad (2.119)$$

Плотность потока $E_{эф}$ эффективного излучения – это сумма плотности потоков собственного и отраженного излучений. Из системы уравнений (2.119) можно найти $E_{эф1} = (E_1 + E_2 - A_1E_2)/(A_1 + A_2 - A_1A_2)$, $E_{эф2} = (E_1 + E_2 - A_2E_1)/(A_1 + A_2 - A_1A_2)$ и $q_{12} = (A_2E_1 - A_1E_2)/(A_1 + A_2 - A_1A_2)$.

Так как $E = \varepsilon\sigma_0 T^4$ и $\varepsilon = A$,

$$q_{12} = (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)^{-1}\sigma_0(T_1^4 - T_2^4) = \varepsilon_п\sigma_0(T_1^4 - T_2^4), \qquad (2.120)$$

где $\varepsilon_п = (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)^{-1}$ – приведенная степень черноты системы.

Предполагаем, что степени черноты тел ε_1 и ε_2, а также абсолютные температуры T_1 и T_2 заданы и постоянны.

Для снижения потока излучения применяются экраны. Пусть между двумя рассмотренными выше телами установлен тонкий металлический лист (экран), а $\varepsilon_1 = \varepsilon_э = \varepsilon_2 = \varepsilon$ ($\varepsilon_э$ – степень черноты экрана). В соответствии с формулой (2.120)

$$q_{1э} = \varepsilon_п\sigma_0(T_1^4 - T_э^4);$$

$$q_{э2} = \varepsilon_п\sigma_0(T_э^4 - T_2^4),$$

где $q_{1э}$ и $q_{э2}$ – плотности потоков результирующего излучения, идущего соответственно от поверхности *1* к экрану и от экрана к поверхности *2*; $T_э$ – абсолютная температура экрана.

Так как в условиях стационарного режима $q_{1э} = q_{э2}$, $T_э^4 = 0{,}5(T_1^4 + T_2^4)$, $q_{1э} = q_{э2} = 0{,}5\varepsilon_п\sigma_0(T_1^4 - T_2^4)$. Таким образом, при наличии одного экрана плотность потока излучения уменьшается в 2 раза.

Можно показать, что в общем случае, когда $\varepsilon_1 \neq \varepsilon_2 \neq \varepsilon_{э i}$,

$$q_э/q_{12} = 1/\left[1 + \varepsilon_п \sum_{i=1}^{n} (2/\varepsilon_{э i} - 1)\right], \qquad (2.121)$$

где $q_э$ – плотность потока излучения при наличии n экранов ($i = 1, 2, 3, \ldots, n$).

Из формулы (2.121) следует, что наиболее эффективны многослойные экраны с низкой степенью черноты.

Методом эффективных потоков может быть также решена задача лучистого теплообмена серых тел, одно из которых находится внутри другого. Результирующий поток излучения, идущий от поверхности *1* к поверхности *2*,

$$Q_{12} = \varepsilon_п \sigma_0 A_{F1} (T_1^4 - T_2^4), \qquad (2.122)$$

где $\varepsilon_п = 1/[1/\varepsilon_1 + (A_{F1}/A_{F2})(1/\varepsilon_2 - 1)]$; A_{F1} и A_{F2} – площади поверхностей тел.

Формула (2.122) применима для произвольных замкнутых систем, в которых поверхность меньшей площади A_{F1} не имеет вогнутых участков.

Для определения потока излучения между двумя абсолютно черными телами, произвольно ориентированными в пространстве, воспользуемся законом Ламберта. От элементарной площадки dA_{F1} на поверхности первого тела (рис. 2.21) на площадку dA_{F2} на поверхности второго тела направлен поток излучения

$$d^2Q_{1-2} = (E_{01}/\pi)\cos\varphi_1 \, d\Omega_1 \, dA_{F1},$$

обратный поток

$$d^2Q_{2-1} = (E_{02}/\pi)\cos\varphi_2 \, d\Omega_2 \, dA_{F2},$$

где φ_1 и φ_2 – углы между направлением излучения и нормалью к площадке; $d\Omega_1$ и $d\Omega_2$ – элементарные телесные углы, под которыми «видны» площадки dA_{F1} и dA_{F2} из точки с противоположной площадки; E_{01} и E_{02} – плотности потока излучения первого и второго тела.

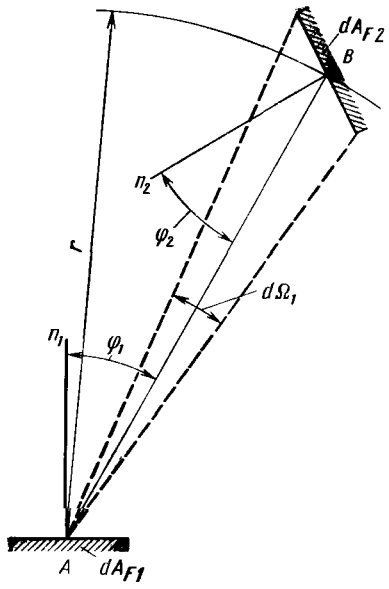


Рис. 2.21.
Схема лучистого теплообмена между двумя телами, произвольно ориентированными в пространстве

Результирующий поток излучения между телами $d^2Q_{12} = d^2Q_{1-2} - d^2Q_{2-1}$. Учитывая, что $d\Omega_1 = dA_{F2}(\cos\varphi_2)/r^2$, $d\Omega_2 = dA_{F1}(\cos\varphi_1)/r^2$, получим

$$dQ_{12} = [(E_{01} - E_{02})/(\pi r^2)] \times$$
$$\times \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 \, dA_{F1} \, dA_{F2},$$

или после интегрирования, принимая во внимание закон Стефана – Больцмана (2.118),

$$Q_{12} = \sigma_0 A_{F1}(T_1^4 - T_2^4)\varphi_{12} =$$
$$= \sigma_0 A_{F2}(T_1^4 - T_2^4)\varphi_{21}. \qquad (2.123)$$

Коэффициент облученности (угловой коэффициент) системы тел

$$\varphi_{12} = \frac{1}{A_{F1}} \int_{A_{F1}} \int_{A_{F2}} [(\cos\varphi_1 \cos\varphi_2)/\pi r^2] \times$$
$$\times \, dA_{F1} \, dA_{F2},$$

Коэффициент облученности – отношение потока излучения первого тела, падающего на второе тело, к потоку полного полусферического излучения первого тела.

причем $\varphi_{21} = (A_{F1}/A_{F2})\varphi_{12}$. Коэффициенты φ_{12}, φ_{21} зависят от формы и взаимного расположения тел. Существует ряд методов расчета этих коэффициентов.

Для некоторых случаев, часто встречающихся в технике, значения φ_{12} и φ_{21} вычислены и представлены в виде алгебраических формул.

Разработаны и более общие методы расчета лучистого теплообмена между телами. Например, в случае замкнутой системы, состоящей из N изотермных диффузно поглощающих и излучающих серых поверхностей, порядок расчета следующий (диффузным называется излучение, испускаемое и распространяющееся с одинаковой интенсивностью по различным направлениям).

Поток результирующего излучения Q_i i-й поверхности определяется из уравнения

$$Q_i/A_{Fi} = [\varepsilon_i/(1-\varepsilon_i)](\sigma_0 T_i^4 - E_{эфi}). \quad (2.124)$$

Значения $E_{эфi}$ находятся из системы линейных неоднородных алгебраических уравнений вида

$$E_{эфi} = \varepsilon_i \sigma_0 T_i^4 + (1-\varepsilon_i) \sum_{j=1}^{N} E_{эфj}\varphi_{ij}, \quad (2.125)$$

при $1 \leqslant i \leqslant N$,

где φ_{ij} – доля энергии излучения, которая попадает с поверхности i на поверхность j.

Число уравнений N равно числу неизвестных $E_{эфj}$. Значения ε_i, T_i и коэффициентов облученности каждой пары поверхностей предполагаются известными. Система уравнений (2.125) в общем случае решается на ЭВМ по стандартной программе.

Предположение о том, что поверхности серые, будет правильным, если собственное и падающее излучение ограничены одним и тем же диапазоном длин волн, а спектральные характеристики поверхностей не зависят от длины волны. Приведенный выше метод можно использовать и в случае неизотермных поверхностей, приближенно разбив их на изотермные участки, а также в случае незамкнутых систем, если замкнуть их воображаемыми поверхностями с эффективными радиационными свойствами.

Лучистый теплообмен в поглощающих и излучающих средах

При поглощении или испускании электромагнитных волн газом изменение энергетического уровня молекулы может осуществляться различными путями. Одним из них является изменение электронного, колебательного или вращательного состояний молекулы. При этом энергетические переходы у одноатомных газов обусловлены изменением только электронных состояний и сопровождаются высокочастотным излучением. Как показывает опыт, симметричные молекулы двух атомных газов O_2, N_2, H_2 не могут заметно поглощать и испускать энергию путем изменения колебательно-вращательных состояний. Практически одно- и двухатомные газы при низких и умеренных температурах не излучают и не поглощают энергию и в этих условиях могут считаться прозрачными ($D = 0$). Однако при температуре, превышающей 5000 – 8000 К, эти газы начинают заметно излучать и поглощать энергию. Это связано с возможностью электронных переходов при высоких температурах, явлением ионизации, а также образованием несимметричных молекул вследствие диссоциации. Например, диссоциация симметричных молекул O_2 и N_2 приводит к образованию несимметричных молекул.

Образование электромагнитных волн при колебательных и вращательных переходах имеет место в газах с несимметричными молекулами. Такие переходы возможны даже при умеренных температурах. По этой причине трех- и более атомные газы такие, как CO_2, H_2O, SO_2, NH_3, CH_4, заметно излучают и поглощают энергию при температурах в несколько сотен градусов. Из трех-

атомных газов, поглощательная способность которых велика в инфракрасной области спектра, наибольший интерес представляют газы CO_2 и H_2O, содержащиеся в продуктах сгорания твердых, жидких и газообразных топлив. Излучение и поглощение этих газов даже при умеренных температурах учитывается в расчетах.

Некоторые твердые тела (стекло, кварц и некоторые другие материалы) также можно считать полупрозрачными средами.

В отличие от твердых непрозрачных тел, излучающих энергию тонким поверхностным слоем, полупрозрачные среды излучают и поглощают энергию всем объемом. Поглощательная способность газа определяется его природой, температурой, плотностью и спектральными характеристиками падающего излучения. Степень черноты $\varepsilon_г$ газа зависит от тех же факторов, за исключением характеристик падающего излучения. В отличие от $A_г$, степень черноты можно отнести к категории физических свойств тела. В общем случае $\varepsilon_г \neq A_г$. Газы, не содержащие твердых или жидких частиц, не обладают способностью рассеивать и отражать излучение.

Излучение и поглощение энергии газами происходит лишь в тех полосах частот, которые соответствуют энергии возможных переходов молекул с одного энергетического уровня на другой, и носит селективный или избирательный характер. В отличие от этого бóльшая часть твердых тел излучает энергию во всем диапазоне частот. Расположение полос в спектре излучения газа также определяется природой газа, а на ширину полос и зависимость спектральных характеристик от частоты влияют термодинамическое состояние газа и толщина газового слоя. Основная информация о поглощении и излучении энергии газами экспериментальная.

Согласно этим данным плотность потока излучения газа формально определяется выражением $E_г = \varepsilon_г \sigma_0 T_г^4$. Однако, поскольку степень черноты $\varepsilon_г$ газа существенно зависит от температуры, закон четвертой степени Стефана – Больцмана здесь неприменим. Например, плотность потока излучения $E_{H_2O} \sim T^3$, а $E_{CO_2} \sim T^{3.5}$.

Важное практическое значение имеет расчет лучистого теплообмена между газом и оболочкой. Из количества энергии $\varepsilon_г \sigma_0 T_г^4$, излучаемой газом, стенкой поглощается $\varepsilon_{сг} E_г$ и отражается $(1 - \varepsilon_{сг}) E_г$ ($\varepsilon_{ст}$ – степень черноты оболочки). Часть отраженной энергии поглощается газом, а оставшаяся доля энергии $(1 - \varepsilon_{ст})(1 - A_г) E_г$ возвращается стенке. При этом второй раз стенка поглотит $\varepsilon_{ст}(1 - \varepsilon_{сг})(1 - A_г) E_г$. Последовательно вычисляя и суммируя доли энергии, поглощенные стенкой, можно получить геометрическую прогрессию со знаменателем $(1 - \varepsilon_{сг})(1 - A_г)$. Сумма членов этой прогрессии $\dfrac{\varepsilon_{ст}\varepsilon_г \sigma_0 T_г^4}{\varepsilon_{ст} + A_г - \varepsilon_{ст} A_г}$ составит ту часть излучаемой газом энергии, которая поглощается стенкой. Аналогично находится часть излучаемой стенкой энергии, которая поглощается газом $\varepsilon_{ст} A_г \sigma_0 T_{ст}^4 / (\varepsilon_{сг} + A_г - \varepsilon_{сг} A_г)$. Плотность потока результирующего излучения между газом и оболочкой определится разностью этих сумм:

$$q_л = \varepsilon'_{ст} \sigma_0 (\varepsilon_г T_г^4 - A_г T_{ст}^4) =$$

$$= \varepsilon'_{ст} \varepsilon'_г \sigma_0 (T_г^4 - T_{ст}^4), \qquad (2.126)$$

где $\varepsilon'_{ст} = 1/[1 + A_г (1/\varepsilon_{сг} - 1)]$ – эффективная степень черноты стенки, $\varepsilon_{ст} < \varepsilon'_{сг} < 1$; $\varepsilon'_г = [\varepsilon_г - A_г (T_{ст}/T_г)^4]/[1 - (T_{ст}/T_г)^4]$.

Если оболочка заполнена смесью двухатомных газов, содержащих также пары CO_2 и H_2O, то при умеренных температурах

$$\varepsilon_г = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon. \qquad (2.127)$$

Степени черноты углекислого газа ε_{CO_2} и водяных паров ε_{H_2O} зависят от температуры газа, парциальных давлений CO_2 и H_2O и эффективной длины луча l (рис. 2.22). Поправочный коэффициент

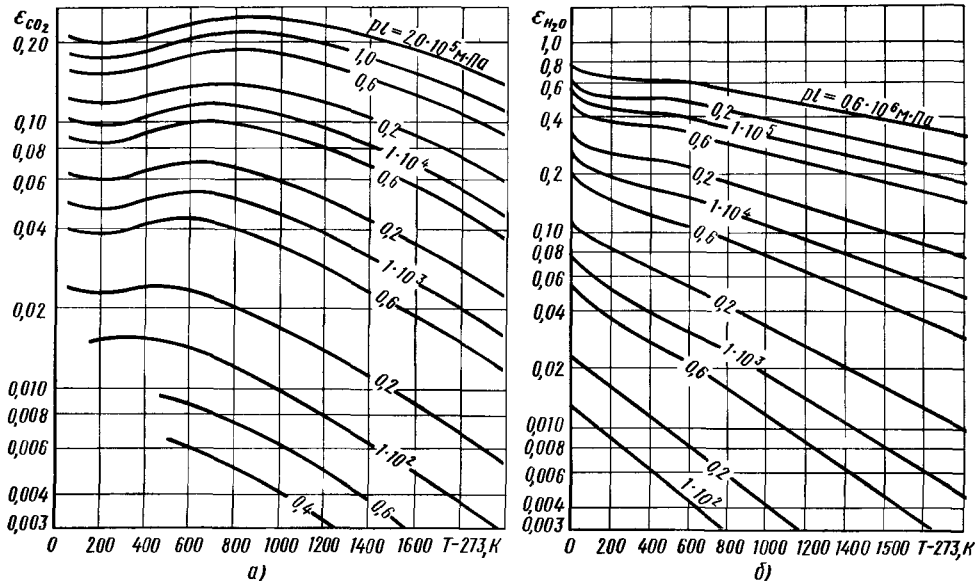


Рис. 2.22.
Экспериментальные зависимости степени черноты газов ε_{CO_2} и ε_{H_2O} от температуры T при различных значениях произведения pl

β в формуле (2.127) учитывает неодинаковую степень влияния давления и длины луча на количество энергии, излучаемой парами воды (рис. 2.23). Поправкой Δε

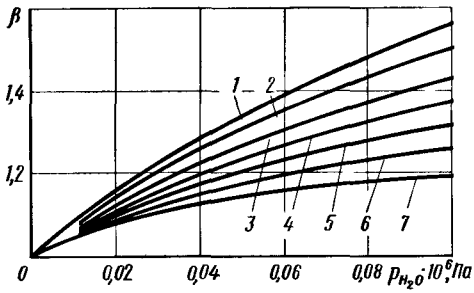


Рис. 2.23.
Зависимость поправочного коэффициента β от парциального давления p_{H_2O} и произведения p_{H_2O} (общее давление $p_0 = 0{,}102$ МПа):
1 – $p_{H_2O}l = (0 \div 1{,}5)\cdot 10^3$ м·Па; *2* – $p_{H_2O}l =$ $= 7{,}5\cdot 10^3$ м·Па; *3* – $p_{H_2O}l = 1{,}5\cdot 10^4$ м·Па; *4* – $p_{H_2O}l = 2\cdot 10^4$ м·Па; *5* – $p_{H_2O}l =$ $= 7{,}5\cdot 10^4$ м·Па; *6* – $p_{H_2O}l = 1{,}5\cdot 10^5$ м·Па; *7* – $p_{H_2O}l = 5\cdot 10^5$ м·Па

на взаимное поглощение лучистой энергии парами CO_2 и H_2O обычно можно пренебречь. Если степень черноты $\varepsilon_г$ газа определяется при температуре $T_г$ газа, то поглощательная способность $A_г$ газа относится к температуре $T_{ст}$ оболочки. Поскольку

$$(A_г)_{T=T_{г}} \approx (\varepsilon_г)_{T=T_{ст}},$$

величину $A_г$ можно определять по формуле (2.127), используя зависимости ε_{CO_2} и ε_{H_2O} от T (см. рис. 2.20), но при $T = T_{ст}$.

Эффективная длина луча для газового тела заданной формы, имеющего объем V и поверхность оболочки площадью A_F, вычисляется по приближенной формуле $l = 3{,}6V/A_F$.

При расчетах конвективного теплообмена, протекающего совместно с лучистым теплообменом, удобно ввести понятие лучистой составляющей коэффициента теплоотдачи ($\alpha_л$). В этом случае плотность теплового потока

$$q_\Sigma = q_к + q_л = \alpha_к(T_г - T_{ст}) + \alpha_л(T_г - T_{ст}) = \alpha_\Sigma(T_г - T_{ст}), \qquad (2.128)$$

где $q_к$ и $q_л$ – плотности тепловых пото-

ков, переносимых путем конвекции и излучения; $\alpha_к$ – конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи; $\alpha_л = \varepsilon'_{ст}\varepsilon'_г\sigma_0(T_г^4 - T_{ст}^4)/(T_г - T_{ст})$; $\alpha_\Sigma = \alpha_к + \alpha_л$. При этом предполагается, что потоки $q_к$ и $q_л$ независимы друг от друга, хотя это справедливо только в том случае, когда один из тепловых потоков значительно больше другого.

2.5. Основы теплового расчета теплообменных аппаратов

Теплообменные аппараты – это устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной среды (жидкости или газа) к другой. Различают регенеративные, рекуперативные и смесительные теплообменные аппараты. В регенеративных аппаратах одна и та же поверхность нагрева периодически омывается то горячей, то холодной средой. Главным элементом конструкции таких аппаратов является теплоаккумулирующее устройство. В рекуперативных аппаратах (рис. 2.24) перенос теплоты от одной среды к другой осуществляется через разделяющую их стенку. В смесительных аппаратах (рис. 2.25) происходит непосредственное перемешивание нагретого и холодного теплоносителей. В этом случае теплообмен протекает одновременно с массообменом.

Существующие теплообменные аппараты отличаются друг от друга также конструкцией, формой, размерами, назначением, видами теплоносителей и другими особенностями. Несмотря на большое разнообразие конструкций, основные положения теплового расчета теплообменных аппаратов остаются общими, поэтому целесообразно рассмотреть методику теплового расчета лишь одного

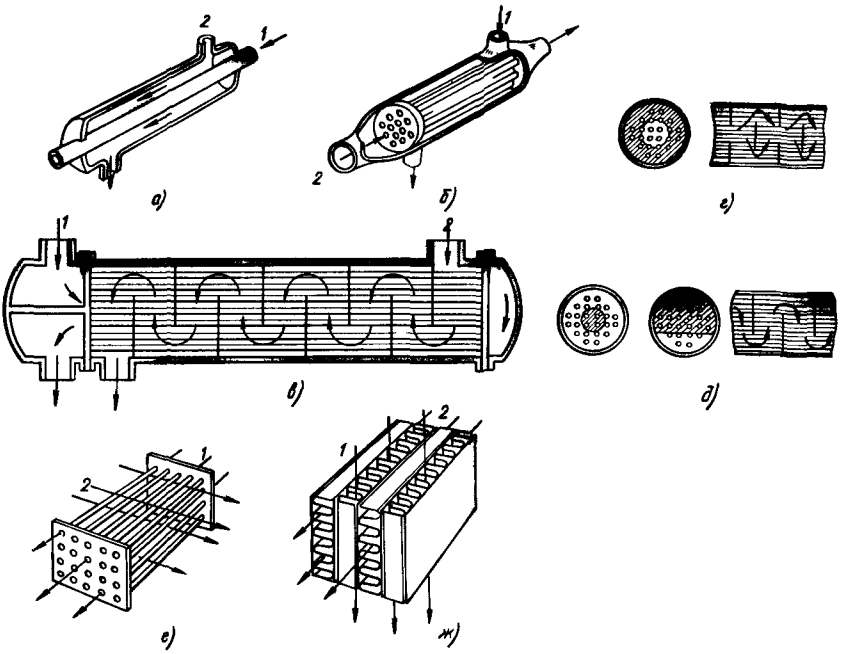


Рис. 2.24.
Схемы рекуперативных теплообменных аппаратов:
а – типа «труба в трубе», прямоток; *б* – кожухотрубный противоток; *в, г* и *д* – многократный перекрестный ток; *е* и *ж* – трубчатый и пластинчато-ребристый перекрестный ток; *1* – горячий поток; *2* – холодный поток

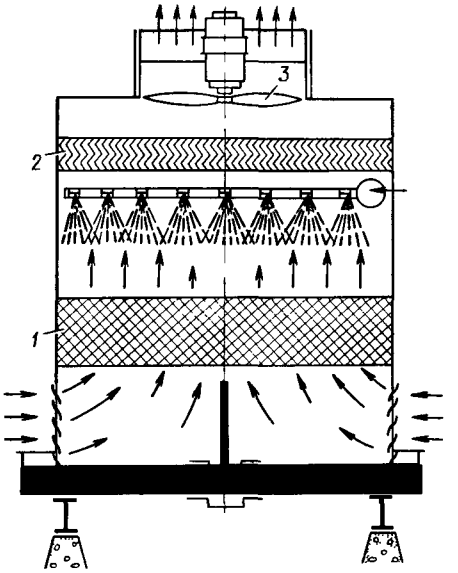


Рис. 2.25.
Схема смесительного теплообменного аппарата:
1 – насадка (кольца, решетки, шары); *2* – сепаратор влаги, *3* – вентилятор

из типов теплообменных аппаратов, например, рекуперативного (см. рис. 2.24).

Прямоток, противоток и перекрестный ток – три основные схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах. Применяются также их комбинации.

Расчет теплообменных аппаратов обычно начинается с определения размеров необходимой поверхности теплообмена. В том случае, когда размеры теплообменной поверхности заданы, целью расчета является определение конечной температуры теплоносителей с помощью уравнений теплопередачи и теплового баланса:

$$Q = \int_0^{A_F} k\,\Delta T\,dA_F = \bar{k}A_F\,\overline{\Delta T};$$

$$Q = c_{p1}\rho_1 w_1 A_F(T'_1 - T''_1) = c_{p2}\rho_2 w_2 A_F(T''_2 - T'_2), \qquad (2.129)$$

где Q – тепловой поток; k – коэффициент теплопередачи; A_F – площадь поверхности теплообмена; T_1 и T_2 – температуры соответственно нагретого и холодного теплоносителей; $\Delta T = T_1 - T_2$ (чертой отмечены средние значения); $(\rho_i w_i)$ и c_{pi} – массовые соответственно расход и средняя теплоемкость теплоносителя в интервале температур T'_1, T''_1; T'_2, T''_2 (одним штрихом отмечены температуры среды на входе в аппарат, двумя – на выходе; $i = 1, 2$); $c_p\rho w A_F = W$ – условный эквивалент.

Из балансового соотношения (2.129) видно, что $(T'_1 - T''_1)/(T''_2 - T'_2) = W_2/W_1$, т. е. разности температур горячей и холодной жидкостей в теплообменных аппаратах изменяются обратно пропорционально их условным эквивалентам.

В зависимости от значений W_1 и W_2 для прямотока и противотока можно построить четыре типа характеристик изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности нагрева (рис. 2.26). Их анализ показывает, что при прямотоке $T''_2 < T''_1$. В случае противотока T''_2 может быть выше T''_1. Следовательно, при противотоке холодная жидкость, при прочих равных условиях, может быть нагрета до более высокой температуры, чем при прямотоке. Хотя температурный напор вдоль поверхности нагрева

Прямоток – движение двух теплоносителей в теплообменном аппарате параллельно друг другу в одном и том же направлении.
Противоток – движение двух теплоносителей в теплообменном аппарате параллельно друг другу в противоположных направлениях.
Перекрестный ток – движение двух теплоносителей в теплообменном аппарате во взаимно перпендикулярных направлениях.

при прямотоке изменяется больше, чем при противотоке, средний температурный напор при противотоке выше и теплообменник с противотоком получается более компактным. Если температура одного из теплоносителей постоянна (например, при кипении или конденсации), то для обеих схем движения теплоносителей $\overline{\Delta T}$ получается одним и тем же.

Средний температурный напор при прямотоке можно определить следующим образом. Для элемента поверхности dA_F (рис. 2.26, *а*) количество теплоты, передаваемой от нагретой жидкости к холодной, $dQ = k(T_1 - T_2)_x dA_F$. Поскольку $dQ = -W_1 dT_1 = W_2 dT_2$,

$$dT_1 - dT_2 = d(T_1 - T_2) = -m\,dQ,$$

где $m = 1/W_1 + 1/W_2$.

Если выразить dQ через коэффициент теплопередачи k, то

$$d(T_1 - T_2) = -mk(T_1 - T_2)_x dA_F;$$

$$d(\Delta T)/(\Delta T)_x = -mk\,dA_F.$$

После интегрирования в пределах от $(\Delta T)'$ до $(\Delta T)_x$

$$\ln[(\Delta T)_x/(\Delta T)'] = -mkA_F \text{ и}$$

$$(\Delta T)_x = (\Delta T)'e^{-mkA_F}.$$

Следовательно, средний температурный напор (на основе теоремы о среднем)

$$\overline{\Delta T} = (1/F)\int_0^{A_F} (\Delta T)_x dA_F =$$

$$= [(\Delta T')/A_F]\int_0^{A_F} e^{-mkA_F} dA_F =$$

$$= (\Delta T)'(1 - e^{mkA_F})/mkA_F. \qquad (2.130)$$

Если mkA_F и e^{-mkA_F} выразить через $(\Delta T)_x$ и $(\Delta T)'$

$$mkA_F = -\ln\frac{(\Delta T)_x}{(\Delta T)'};\quad e^{-mkA_F} = (\Delta T)_x/(\Delta T)']$$

и учесть, что в конце поверхности

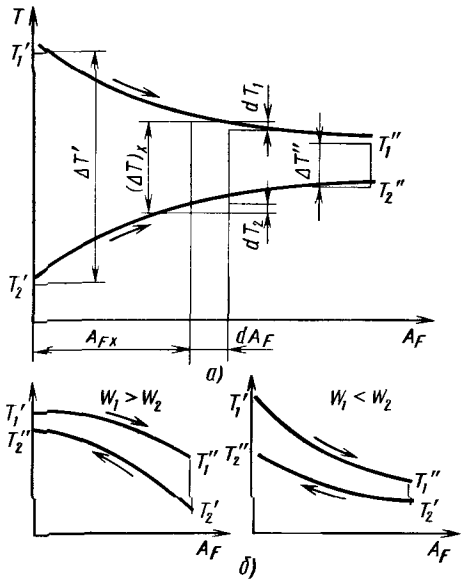


Рис. 2.26.
Изменение температуры T теплоносителей вдоль поверхности нагрева A_F:
а — прямоток; *б* — противоток

нагрева $(\Delta T)_x = (\Delta T)''$, то средний логарифмический температурный напор при прямотоке

$$\overline{\Delta T} = [(T_1'' - T_2'') - (T_1' - T_2')]/\ln[(T_1'' - T_2'')/(T_1' - T_2')] = [(\Delta T)'' - (\Delta T)']/\ln[(\Delta T)''/(\Delta T)']. \qquad (2.131)$$

При $[(\Delta T)''/(\Delta T)'] > 0{,}6$ среднелогарифмическое значение $\overline{\Delta T}$ отличается от среднеарифметического менее чем на 3 %. Формула для $\overline{\Delta T}$ в случае противотока выводится аналогично и не будет отличаться от формулы (2.131), если через $(\Delta T)'$ обозначить больший, а через $(\Delta T)''$ меньший температурные напоры. Значение $\overline{\Delta T}$ определено в предположении, что теплоемкости, расходы теплоносителей и коэффициент теплопередачи являются постоянными. Особенности процессов теплоотдачи в теплообменных аппаратах учитываются при расчете коэффициентов теплоотдачи [см. формулы (2.76)–(2.83)], которые входят

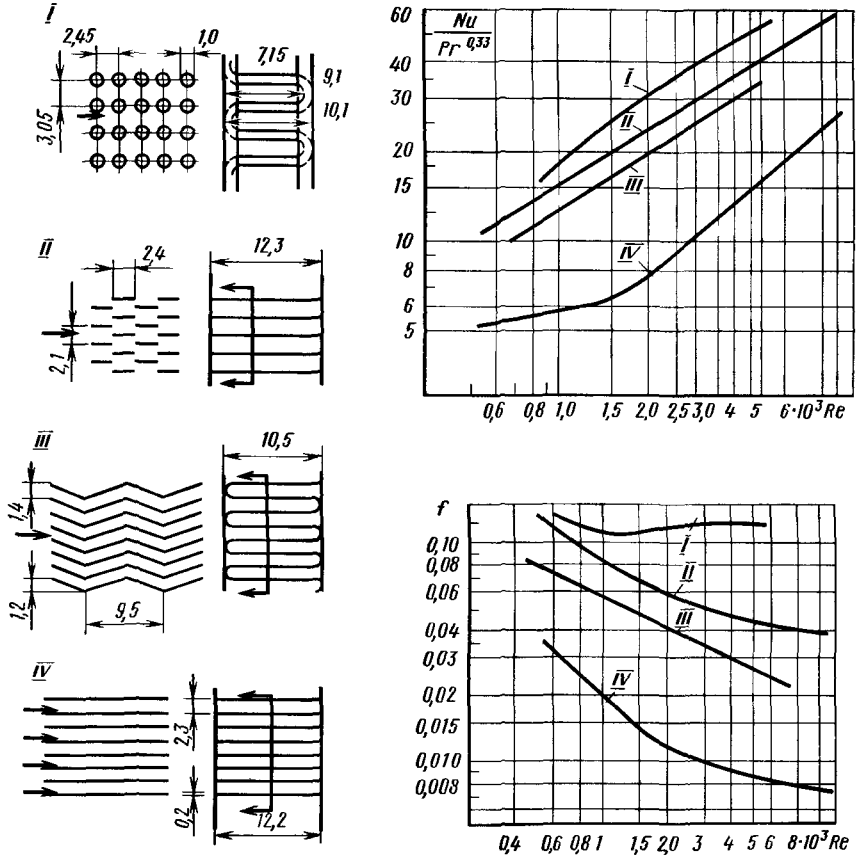


Рис. 2.27.
Схемы поверхностей теплообмена с различными ребрами и зависимости безразмерного комплекса $Nu/Pr^{0,33}$ и коэффициента трения f от критерия Re для расчета теплообменников:
I – стерженьковые ребра; *II* – прерывистые ребра; *III* – волнистые ребра; *IV* – гладкие ребра

в выражение (2.20) для коэффициента теплопередачи k. Для расчета коэффициентов теплоотдачи в каналах теплообменных аппаратов существуют также специальные графические зависимости и критериальные уравнения, полученные по данным экспериментальных исследований теплоотдачи в аппаратах данной конструкции, геометрической формы и размеров.

На рис. 2.27 показаны схемы различных видов оребренных поверхностей теплообмена (размеры даны в см) и зависимости безразмерного комплекса $Nu/Pr^{0,33}$ и коэффициента f трения от критерия Re для расчета теплообменников.

В критериях подобия Nu и Re [см. уравнения (2.66), (2.67)] за определяющий размер принят эквивалентный диаметр

$$d_э = 4LA_c/A_F,$$

где L – длина каналов теплообменника; A_c – площадь свободного сечения каналов теплообменника; A_F – полная поверхность теплообмена.

Характерная скорость, входящая в критерий Re, определяется по сечению

A_c, $w = G/(\rho A_c)$ (G – массовый расход теплоносителя).

Гидравлическое сопротивление при движении теплоносителей в оребренных каналах можно определить по соответствующим зависимостям (рис. 2.27), где коэффициент трения $f = 2\Delta p A_c/(\rho w^2 A_F)$ (Δp – падение давления при движении теплоносителя в каналах теплообменного аппарата).

Исследования показали, что установка на стенках каналов теплообменников прерывистых ребер различной формы позволяет увеличить интенсивность теплоотдачи и повысить компактность конструкции аппарата при умеренных потерях давления в процессе течения теплоносителя в канале. В том случае, когда коэффициент теплопередачи k существенно изменяется вдоль поверхности нагрева (вследствие изменения температуры теплоносителей, условий обтекания, формы поверхности или других факторов), среднее его значение может быть определено по формуле

$$k = \sum_{i=1}^{n} k_i A_{Fi} / \sum_{i=1}^{n} A_{Fi},$$

где A_{Fi} – площади участков поверхности, в пределах которых значения k_i можно принять постоянными; n – число участков.

Расчет конечной температуры теплоносителей T_1'' и T_2'' обычно является проверочным. Поэтому площадь A_F поверхности нагрева, коэффициент $\bar{k}$ теплопередачи, начальные температуры T_1', T_2' и значения W_1, W_2 считаются известными.

При прямотоке конечные температуры теплоносителей T_1'' и T_2'' определяются следующим образом. При выводе формул для $\overline{\Delta T}$ было показано, что температурный напор $(\Delta T)_x$ вдоль поверхности нагрева изменяется по экспоненциальному закону $(T_1'' - T_2'')/(T_1' - T_2') = e^{-mkA_F}$.

Это соотношение можно представить в виде

$$1 - (T_1'' - T_2'')/(T_1' - T_2') = 1 - e^{-mkA_F}$$

или

$$(T_1' - T_1'') + (T_2'' - T_2') = (T_1' - T_2')(1 - e^{-mkA_F}).$$

Так как $T_2'' - T_2' = (T_1' - T_1'')W_1/W_2$, из последнего выражения следует, что

$$\delta T_1 = T_1' - T_1'' = (T_1' - T_2')(1 - e^{-mkA_F})/mW_1 = (T_1' - T_2')\Pi, \quad (2.132)$$

где

$$\Pi = (1 - e^{-mkA_F})/mW_1 = [1 - e^{-(1 + W_1/W_2)kA_F/W_1}]/(1 + W_1/W_2). \quad (2.133)$$

Следовательно, изменение температуры нагретой жидкости δT_1 соответствует некоторой доле Π начального температурного напора $T_1' - T_2'$. Функция (2.133) зависит от двух безразмерных отношений W_1/W_2 и kA_F/W_1.

Точно так же изменение температуры холодной жидкости

$$\delta T_2 = T_2'' - T_2' = (T_1' - T_2')(1 - e^{-mkA_F})/mW_2 = (T_1' - T_2')(W_1/W_2)\Pi. \quad (2.134)$$

Тогда конечные температуры теплоносителей $T_1'' = T_1' - \delta T_1$; $T_2'' = T_2' - \delta T_2$. Тепловой поток, переносимый от одной среды к другой при прямотоке, $Q_п = W_1 \delta T_1 = W_1 (T_1' - T_2')\Pi$.

Для расчета текущего значения температуры жидкостей в формулы (2.132) и (2.134) вместо A_F подставляется текущее значение A_x, определяемое конструкцией теплообменного аппарата.

При противотоке формулы выводятся аналогично:

$$\delta T_1 = T_1' - T_1'' = (T_1' - T_2')/(1 - e^{-nkA_F})[1 - (W_1/W_2)e^{-nkA_F}] = (T_1' - T_2')Z; \quad (2.135)$$

$$\delta T_2 = T_2'' - T_2' (W_1/W_2)(T_1' - T_2') \times (1 - e^{-nkA_F})/[1 - (W_1/W_2)e^{-nkA_F}] = (T_1' - T_2')(W_1/W_2)Z. \quad (2.136)$$

Тепловой поток при противотоке

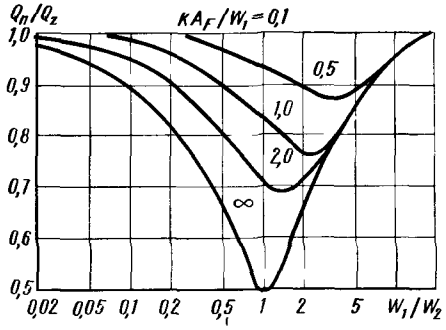


Рис. 2.28.
Зависимости отношения тепловых потоков $Q_п$ Q_z от безразмерного комплекса W_1 W_2 при различных значениях kA_F/W_1

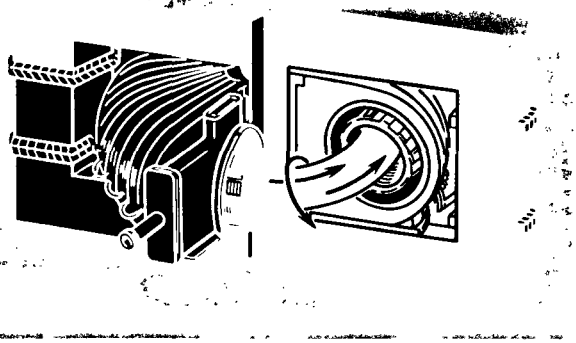
$$Q_Z = W_1\delta T_1 = W_1(T_1' - T_2')Z$$
$$(n = 1/W_1 - 1/W_2).$$

Функция Z зависит от тех же безразмерных отношений W_1/W_2 и kA_F/W_1, что и П. Для расчета текущего значения температуры в показателях степени формул (2.135), (2.136) вместо A_F следует использовать значение A_x.

На рис. 2.28 приведены зависимости отношения тепловых потоков $Q_п/Q_z$ от безразмерного комплекса W_1/W_2 при различных значениях kA_F/W_1. Анализ зависимости $Q_п/Q_z = f(W_1/W_2,\ kA_F/W_1)$ показывает, что схемы практически равноценны при двух условиях: 1) $(W_1/W_2) < 0{,}05$ или $(W_1/W_2) > 10$; 2) kA_F/W_1 (или kA_F/W_2) $< 0{,}1$. Первое условие означает, что изменение температуры одного теплоносителя незначительно по сравнению с изменением температуры другого. Так как $kA_F/W_2 = \delta T_2/\Delta\overline{T}$, второе условие соответствует случаю, когда $\delta T_2 \ll \Delta\overline{T}$. В других случаях при равных температурах теплоносителей на входе и заданных отношениях W_1/W_2 и kA_F/W_1, $Q_z > Q_п$. Таким образом, если нет каких-либо других соображений (например, конструктивных), предпочтение следует отдавать противотоку. При этом, однако, необходимо иметь в виду, что элементы конструкции теплообменника при противотоке работают в более тяжелых температурных условиях.

При расчете теплообменных аппаратов следует учитывать тепловые потери во внешнюю среду. Если имеются опытные или расчетные данные о величине этих потерь, то соответствующая коррекция расчета может быть выполнена путем эквивалентного измерения значений W_1 и W_2.

II Энергетические установки и тепловые двигатели



3. КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ *И ПРОМЫШЛЕННЫЕ ПЕЧИ*

3.1. Топливо и его горение

Топлива, применяемые в теплотехнике, делят по агрегатному состоянию на твердые, жидкие и газообразные. Различают топлива органические и ядерные. При использовании органического топлива теплота выделяется в результате реакций соединения горючих элементов топлива с окислителем, которым обычно является кислород воздуха. Ядерное топливо при реакциях распада атомных ядер некоторых изотопов тяжелых элементов (природного U^{235}, искусственных U^{233} и Pu^{239}) выделяет теплоты в миллион раз больше, чем лучшее органическое топливо.

Топлива по происхождению делят на природные и искусственные. К природным твердым топливам относятся антрацит, каменные и бурые угли, торф, горючие сланцы, древесина; к искусственным – кокс, древесный уголь, отходы обогащения. Природным жидким топливом является нефть. К искусственным жидким топливам относятся продукты переработки нефти: бензин, керосин, дизельное топливо, мазут и др. Природное газообразное топливо – это природный и попутный нефтяные газы, а искус-

Топливо – горючее вещество, которое экономически целесообразно использовать для получения значительного количества теплоты.

Таблица 3.1

Заданная масса	Искомая масса			
	органическая	горючая	сухая	рабочая
Органическая	1	$\frac{100-S_л^г}{100}$	$\frac{100-(S_л^г+A^c)}{100}$	$\frac{100-(S_л^г+A^р+W^р)}{100}$
Горючая	$\frac{100}{100-S_т^г}$	1	$\frac{100-A^c}{100}$	$\frac{100-(A^р+W^р)}{100}$
Сухая	$\frac{100}{100-(S_т^c+A^c)}$	$\frac{100}{100-A^c}$	1	$\frac{100-W^р}{100}$
Рабочая	$\frac{100}{100-(S_т^г+A^р+W^р)}$	$\frac{100}{100-(A^р+W^р)}$	$\frac{100}{100-W^р}$	1

ственное – генераторные газы, газы сухой перегонки, побочные газы и др.

Элементарный состав и технические характеристики

В состав органического топлива входят различные соединения горючих и негорючих элементов. Твердое и жидкое топливо содержит такие горючие вещества, как углерод C, водород H, летучую серу $S_л$, и негорючие вещества – кислород O, азот N, золу A, влагу W. Летучая сера состоит из органических $S_{ор}$ и колчеданных $S_к$ соединений: $S_л = S_{ор} + S_к$. Органические топлива характеризуются рабочей массой $C^р + H^р + S_т^р + O^р + N^р + A^р + W^р = 100\%$; сухой $C^c + H^c + S_л^c + O^c + N^c + A^c = 100\%$; горючей $C^г + H^г + S_л^г + O^г + N^г = 100\%$ и органической $C^o + H^o + S^o + O^o + N^o = 100\%$.

Сера органической массы не содержит колчеданную. Можно пересчитать состав топлива с одной массы на другую с помощью соответствующих коэффициентов (табл. 3.1). Газообразное топливо обычно приводится к сухой массе в объемных долях:

$$CH_4 + C_2H_6 + C_3H_8 + C_mH_n + CO + CO_2 + H_2 + N_2 + \ldots + H_2S = 100\%.$$

Важнейшими техническими характеристиками топлива являются теплота сгорания, содержание золы и влаги,

выход летучих веществ, свойства кокса (нелетучего остатка).

Теплота сгорания $Q_в$, выделяющаяся в результате сгорания 1 кг твердого (жидкого топлива) или 1 м^3 газообразного топлива при превращении водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания, в жидкость, называется высшей теплотой сгорания. Низшая теплота $Q_н$ сгорания топлива меньше высшей на величину теплоты парообразования влаги, имеющейся в топливе ($W^р$) или образующейся в результате сгорания водорода топлива ($9H^р$).

Связь между высшей и низшей теплотой сгорания для твердого и жидкого топлива определяется соотношением

$$Q_н^р = Q_в^р - r(9H^р + W^р) =$$
$$= Q_в^р - 226H^р - 25W^р, \qquad (3.1)$$

где $r = 25{,}11$ кДж/кг – скрытая теплота парообразования воды при давлении 10 кПа (среднем парциальном давлении водяных паров в продуктах сгорания большинства энергетических установок).

Приближенно рабочая низшая теплота сгорания твердого и жидкого топлива (в кДж/кг) может быть определена при помощи элементарного состава топлива по формуле Д. И. Менделеева

$$Q_н^р = 338C^р + 1025H^р +$$
$$+ 108(O^р + S_л^р) - 25W^р. \qquad (3.2)$$

Теплота сгорания газового топлива (в кДж/м^3) выражается через объемные доли (в %) состава так:

$$Q_н^р = 108H_2 + 126CO + 350CH_4 +$$
$$+ 590C_2H_4 + 640C_2H_6 + 910C_3H_8 +$$
$$+ 1190C_4H_{10} + 230H_2S. \qquad (3.3)$$

Условное топливо как понятие используют для сравнительных расчетов. Пересчет действительного количества топлива в условное производится умножением количества данного топлива на его эквивалент $Э = Q_н^р/29{,}35$.

Зола топлива представляет собой твердый негорючий остаток, получающийся после сгорания горючей части топлива; причем зола, прошедшая стадию расплавления, называется шлаком. Зола существенно ухудшает качество топлива и вызывает значительные трудности в процессе сжигания (износ и шлакование поверхностей нагрева). При сравнительных расчетах пользуются приведенной зольностью $A^п = A^р/Q_н^р$.

Влага W топлива отрицательно влияет на его качество, так как снижает теплоту сгорания, ухудшает процесс воспламенения топлива, приводит к увеличению объема дымовых газов, а следовательно, потерь с уходящими газами.

Приведенная влажность топлива $W^п = W^р/Q_н^р$.

Сера S – это весьма нежелательный элемент топлива. При ее сгорании образуются окислы SO_2 и SO_3, которые вызывают коррозию элементов энергетических установок и оказывают отрицательное воздействие на окружающую среду.

При нагревании топлива происходит выделение газообразных продуктов разложения, которое называется выходом летучих веществ $V^г$ и определяется в процентах от горючей массы топлива. Чем больше выход летучих, тем ниже температура воспламенения топлива и больше объем пламени. По содержанию

Теплота сгорания – количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании топлива.

Условное топливо – топливо, теплота сгорания которого принята равной 29,35 МДж/кг.

Таблица 3.2

Твердое топливо	Состав, %				Теплота сгорания, $Q^{\text{г}}$, МДж/кг
	$C^{\text{г}}$	$O^{\text{г}}$	$H^{\text{г}}$	$V^{\text{г}}$	
Древесина	50	42	6	85	10
Торф					
Бурый уголь					
Каменный уголь					
Антрацит	93	2	2	4	35

летучих топлива делятся на пламенные и тощие.

Свойства кокса оказывают значительное влияние на процесс горения топлива и определяют области его использования. Спекающийся кокс обладает большой механической прочностью, и поэтому топлива, образующие такой кокс, применяют главным образом в металлургии.

Виды органического топлива

Твердое топливо. Рассмотрим характеристики наиболее распространенных видов твердого топлива (табл. 3.2).

Бурые угли не спекаются, отличаются большим выходом летучих ($V^{\text{г}} = 40 \div 60\,\%$), высокими зольностью ($A^{\text{р}} = 15 \div 30\,\%$) и влажностью ($W^{\text{р}} = 30 \div 40\,\%$). Теплота сгорания невысокая ($Q^{\text{р}}_{\text{н}} = 10 \div 17$ МДж/кг).

Каменные угли по составу и свойствам разнообразны. Они обладают сравнительно невысокими зольностью ($A^{\text{р}} = 5 \div 25\,\%$) и влажностью ($W^{\text{р}} = 5 \div 10\,\%$) при широком диапазоне выхода летучих ($V^{\text{г}} = 10 \div 40\,\%$). Основная масса каменных углей спекается. Теплота сгорания $Q^{\text{р}}_{\text{н}} = 23 \div 27$ МДж/кг. Каменные угли классифицируют по выходу летучих и характеру коксового остатка (длиннопламенный – Д, газовый – Г, жирный – Ж, коксовый – К, спекающийся – С, тощий – Т, антрацит – А) и по крупности кусков (крупный – К, орех – О, мелкий – М, семечко – С, штыб – Ш, рядовой – Р).

Антрациты отличаются от других твердых топлив плотной структурой, высоким содержанием углерода ($C^{\text{г}} = 93 \div 96\,\%$), малым выходом летучих ($V^{\text{г}} = 3 \div 5\,\%$), малой зольностью ($A^{\text{р}} = 13 \div 17\,\%$) и влажностью ($W^{\text{р}} = 5 \div 7\,\%$), высокой теплотой сгорания ($Q^{\text{р}}_{\text{н}} = 30 \div 35$ МДж/кг).

Горючие сланцы характеризуются большой зольностью ($A^{\text{р}} = 50 \div 60\,\%$) и высоким выходом летучих ($V^{\text{г}} = 80 \div 90\,\%$); влажность их невелика ($W^{\text{р}} = 15 \div 20\,\%$), они имеют самую низкую для твердых топлив теплоту сгорания ($Q^{\text{р}}_{\text{н}} = 5{,}7 \div 10$ МДж/кг).

Древесина отличается очень малой зольностью ($A^{\text{р}} < 1\,\%$) и большим выходом летучих веществ ($V^{\text{г}} = 85\,\%$). Значительная влажность древесины ($W^{\text{р}} = 40 \div 60\,\%$) определяет весьма низкую теплоту сгорания ($Q^{\text{р}}_{\text{н}} = 10 \div 12$ МДж/кг).

Торф – самый молодой вид твердого органического топлива. Он имеет боль-

шой выход летучих ($V^г = 70\%$), высокую влажность ($W^р = 30 \div 50\%$) и малое содержание золы ($A^р = 5 \div 10\%$). Теплота сгорания торфа небольшая ($Q^р_н = 10 \div 13$ МДж/кг).

Жидкое и газообразное топливо. Природное жидкое топливо – нефть одновременно является основным источником получения искусственных жидких топлив. Она состоит из различных углеводородов с примесью кислородных, азотных и сернистых соединений. Природную нефть в качестве топлива, как правило, не применяют. Жидкие искусственные топлива делят на жидкие дистиллятные, тяжелые дистиллятные и остаточные топлива.

Детонация сопровождается неустойчивой работой двигателя, потерей мощности, приводит к разрушению деталей двигателя. Для каждого дистиллятного топлива существует определенная степень сжатия, при которой возникает детонация. Чем выше октановое число, тем меньше склонность топлива к детонации.

Октановое число автомобильных бензинов составляет 66–95.

Основными характеристиками тяжелых дистиллятных топлив являются вязкость, температуры застывания и вспышки, процентное содержание кокса, определяющее склонность топлива к нагарообразованию.

Остаточные топлива, например, мазут сжигают в топках паровых котлов и печей. Мазут характеризуется высокой теплотой сгорания $Q^р_н = 40 \div 42$ МДж/кг и представляет собой вязкую жидкость, которую необходимо подогревать при транспортировании по трубам до 310–320, а при сжигании – до 350–390 К.

Природный газ представляет собой смесь различных углеводородов преимущественно метана (90–98 %) с небольшим количеством CO_2 (0,1–0,2 %), N_2 (1,2–5 %) и др. В газах нефтяных месторождений (попутный газ) метана несколько меньше (50–85 %), но больше высших углеводородов C_mH_n. Теплота сгорания природных газов $Q^р_н = 35 \div 37$ МДж/м^3.

Генераторный газ получают газификацией различных твердых топлив с помощью вводимого с воздухом кислорода или водяного пара. Из горючих газов в генераторном газе содержится преимущественно CO (27–37 %) и H_2 (13–50 %).

Теплота сгорания генераторного газа $Q^р_н = 5 \div 7$ МДж/м^3. Доменный газ получают при выплавке чугуна в доменных печах. Основной горючий компонент доменного газа – CO (28–30 %). Теплота сгорания доменного газа невысокая ($Q^р_н = 3 \div 4$ МДж/м^3).

Жидкие углеводородные газы представляют собой смесь углеводородов (бутан C_4H_{10}, пропан C_3H_8, этан C_2H_4, пропилен C_3H_6), которые при нормальных условиях (давление 1 – 1,5 МПа) находятся в жидком состоянии. Теплота сгорания жидких газов $Q^р_н = 95$ МДж/м^3.

Процесс горения и его расчет

Горение сопровождается смесеобразованием, диффузией, воспламенением, теплообменом и другими процессами, проте-

Детонация – быстро приближающийся к взрыву процесс горения горючей смеси в цилиндре карбюраторного двигателя, при котором резко (в сто раз) увеличивается скорость распространения пламени.

Горение – химический процесс соединения топлива с окислителем, сопровождающийся интенсивным тепловыделением и резким повышением температуры продуктов сгорания.

кающими в условиях тесной взаимосвязи. Поэтому организация процесса горения в топочных устройствах требует изучения не только свойств топлив и кинетики реакций горения, но и особенностей всех физических процессов при горении.

Различают гомогенное и гетерогенное горение. При гомогенном горении тепло- и массообмен идут между веществами, находящимися в одинаковом агрегатном состоянии (обычно газообразном).

Гетерогенное горение свойственно жидкому и твердому топливам.

Кинетика реакций горения. Скорость химической реакции зависит от концентрации реагирующих веществ, температуры и давления и определяется произведением концентраций реагирующих веществ

$$w = kC_A^a C_B^b,$$

где k – константа скорости реакции; C_A и C_B – концентрации реагирующих веществ.

Скорость реакции при росте температуры существенно увеличивается, что определяется законом Аррениуса

$$k = k_0 e^{-E/(R_u T)}, \qquad (3.4)$$

где k_0 – эмпирическая константа.

Энергия активации E – наименьшая энергия (для газовых смесей 85–170 МДж/кмоль), которой должны обладать молекулы в момент столкновения, чтобы быть способными к химическому взаимодействию. Разность энергий активации прямой и обратной реакции составляет тепловой эффект химической реакции.

Реакции характеризуются сильной экзотермичностью, обусловливающей рост температуры. Влияние температуры на скорость реакции значительно сильнее влияния концентрации реагирующих веществ. Поэтому, несмотря на уменьшение концентрации реагирующих веществ при горении, скорость реакции горения увеличивается и достигает максимума после выгорания 80–90% горючих веществ. Реакции горения газообразного топлива протекают практически мгновенно, что объясняется не только сильным влиянием температуры, но и цепным характером их протекания.

Скорость реакции зависит также от давления: $w \sim p^{n-1}$ (n – порядок реакции).

Процесс горения топлива имеет две области: кинетическую, в которой скорость горения топлива определяется скоростью химической реакции, и диффузионную, в которой регулятором скорости выгорания является скорость смесеобразования. Примером кинетической области горения является горение однородной газовоздушной смеси. Диффузионно горит газообразное топливо, вводимое в реакционную камеру отдельно от окислителя.

Кинетическая область *I* (рис. 3.1) химического воздействия на скорость горения наиболее сильно ощущается при низких концентрациях, температурах и давлениях в смеси. В этих условиях химическая реакция может настолько замедлиться, что сама станет тормозить горение. Диффузионная область *II* воздействия на скорость выгорания топлива проявляется при высоких концентрациях и температурах. Химическая реакция протекает очень быстро, и задержка в горении может быть вызвана недостаточно высокой скоростью смесеобразования.

Процесс смесеобразования практически не зависит от температуры.

Кинетическое горение готовой горючей смеси при турбулентном режиме движения очень неустойчиво. Поэтому в высокопроизводительных промышленных топочных устройствах при турбулентном режиме движения газовоздушных потоков горение является в основном диффузионным.

Процесс горения горючей смеси может начаться путем самовоспламенения или принудительного воспламенения (электрическая искра, факел и т. п.). Температура самовоспламенения определяется

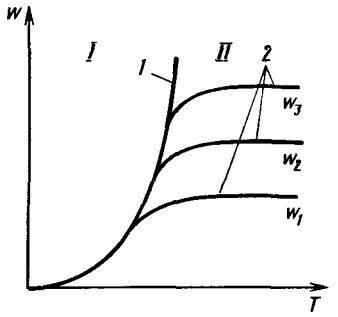


Рис. 3.1.
Зависимость скорости горения от температуры при разных скоростях смесеобразования ($w_1 < w_2 < w_3$):
1 – химическая реакция; *2* – смесеобразование

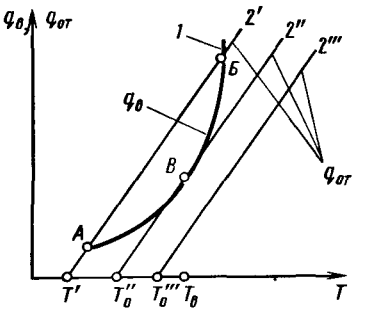


Рис. 3.2.
Условия самовоспламенения при разном отводе теплоты

соотношением количеств теплоты, выделяющейся при горении и отдаваемой во внешнюю среду. Количество теплоты, выделяющейся при горении, зависит от температуры и изменяется по экспоненте *1* (рис. 3.2):

$$q_в = QwV = QVk_0C^n e^{-L/(R_в T)}, \qquad (3.5)$$

где Q – тепловой эффект реакции; w – скорость реакции; V – объем; T – температура среды. Зависимость отвода теплоты $q_{от}$ от температуры T линейная (прямые *2*, рис. 3.2),

$$q_{от} = \alpha A(T - T_c), \qquad (3.6)$$

где α – коэффициент теплоотдачи; A – площадь поверхности; T_c – температура охлаждаемой стенки.

При небольшом отводе теплоты (прямая *2'''*) количество выделяемой теплоты $q_в > q_{от}$, поэтому реакция сопровождается повышением температуры системы, приводящим к самовоспламенению.

При большем отводе теплоты (прямая *2''*) в точке B $q_в = q_{от}$. Температура T_B в этой точке называется температурой воспламенения горючей смеси. Она зависит от условий отвода теплоты и не является физико-химической константой, характеризующей данную горючую смесь. При увеличении отвода теплоты (прямая *2'*) самовоспламенение невозможно. Точка A соответствует стабилизированному окислению в области низких температур, а точка $Б$ – неустойчивому равновесию в области высоких температур.

Температура воспламенения может быть найдена из условий

$$q_в = q_{от} \text{ и } dq_в/dT = dq_{от}/dT,$$

определяемых точкой B (рис. 3.2).

С учетом уравнений (3.5) и (3.6)

$$T_B = T_c + RT_в^2/E. \qquad (3.7)$$

Температура воспламенения T_B для некоторых газов приведена в табл. 3.3.

Минимальная и максимальная концентрации горючей составляющей, ниже и выше которых не происходит принудительное воспламенение смеси, называются концентрационными пределами воспламенения (табл. 3.3); они зависят от количества и состава негорючих составляющих газообразного топли-

Таблица 3.3

Газ	$T_в$, К	Концентрационные пределы воспламенения газовоздушной смеси при 293 К и 0,1 МПа, %	
		нижний	верхний
Водород H_2	580–590	4–9	65–75
Окись углерода CO	645–660	12–15	71–75
Метан CH_4	650–750	5–6	12–15

ва, повышающих нижний и понижающих верхний пределы воспламенения.

Устойчивый непрерывный процесс горения в топочном устройстве требует стабилизации фронта воспламенения готовой (кинетическое горение) или образующейся (диффузионное горение) горючей смеси. Для этого с помощью местного торможения создаются зоны со скоростью потока, меньшей скорости распространения пламени; осуществляется непрерывное воспламенение смеси от постороннего источника; на пути потока устанавливаются плохо обтекаемые тела, обеспечивающие обратную циркуляцию продуктов сгорания, поджигающих смесь.

Горение жидкого топлива протекает в основном в парогазовой фазе, так как температура его кипения значительно ниже температуры воспламенения. Интенсивность испарения горючих веществ увеличивается с ростом поверхности контакта с воздухом и количества подводимой теплоты. Таким образом, скорость горения определяется тонкостью его распыливания. Улучшению распыливания способствует понижение вязкости, что достигается предварительным подогревом топлива до 340–390 К перед подачей в форсунки.

Твердое топливо претерпевает предварительную тепловую подготовку, в процессе которой происходит прогрев частиц, испарение влаги и выделение летучих веществ. Наиболее бурное выделение летучих веществ, воспламеняющихся первыми, происходит в интервале температур 470–720 К. Время горения их вблизи твердого остатка составляет незначительную часть общего времени горения топлива и способствует его прогреву и воспламенению. После выгорания значительной части летучих веществ начинается выгорание коксового остатка. На процесс горения твердого топлива заметно влияет зола, затрудняющая диффузию кислорода к горючему. При температуре горения, превышающей температуру плавления золы, частицы горючих веществ ошлаковываются, что еще больше затрудняет к ним доступ кислорода.

Расчет процесса горения. При проектировании топочных устройств необходимо определять количества потребного для горения топлива окислителя и газообразных продуктов сгорения. Данные для таких расчетов могут быть получены в результате анализа элементарных реакций горения горючих элементов, содержащихся в топливе.

Горение топлива может быть полным и неполным. Полное горение происходит при достаточном количестве окислителя и завершается полным окислением горючих элементов топлива. Продукты сгорания при этом состоят из CO_2, SO_2 и H_2O. При недостаточном количестве окислителя происходит неполное сгорание углерода с образованием CO.

Количественные соотношения химических реакций горения могут быть получены при известных молекулярных массах μ веществ и плотностях $\rho = \mu/22{,}4$ газов при нормальных физических условиях. Горение углерода с образованием углекислого газа можно представить уравнением

$$1 \text{ кг C} + 32/12 \text{ кг } O_2 = 44/12 \text{ кг } CO_2 + 404/12 \text{ МДж/кг C}.$$

Следовательно, на 1 кг углерода приходится 2,67 кг или 1,866 м^3 кислорода и 3,67 кг или 1,866 м^3 углекислоты CO_2.

Горение углерода с образованием окиси углерода CO

1 кг C + 32/2·12 кг O_2 =

= 28/12 кг CO + 119/12 МДж/кг C.

В этом случае на 1 кг углерода приходится 1,33 кг или 0,933 м^3 кислорода и 2,33 кг или 1,867 м^3 окиси углерода CO.

Горение окиси углерода с образованием углекислого газа

1 кг CO + 32/2·28 кг O_2 =

= 44/28 CO_2 + 284/28 МДж/кг CO.

Здесь на 1 кг окиси углерода приходится 0,57 кг или 0,4 м^3 кислорода и 1,57 кг или 0,8 м^3 углекислоты.

Горение водорода с образованием водяных паров

1 кг H_2 + 32/2·2 O_2 =

= 18/2 H_2O + 284·2/(2·238) МДж/кг H_2.

В этом уравнении тепловой эффект реакции, данный в числителе, учитывает теплоту конденсации водяных паров, образующихся при сжигании водорода и охлаждении конденсата до 273 К. В знаменателе приведен тепловой эффект 238 МДж/кмоль H_2 при отсутствии конденсации паров воды. Таким образом, на 1 кг водорода приходится 8 кг или 5,55 м^3 кислорода и 9 кг или 11,12 м^3 воды.

Горение серы с образованием сернистого ангидрида

1 кг S + 32/32 кг O_2 =

= 64/32 SO_2 + 288/32 МДж/кг S.

Следовательно, на 1 кг серы приходится 1 кг или 0,698 м^3 кислорода и 2 кг или 0,699 м^3 сернистого ангидрида.

Горение метана с образованием CO_2 и H_2O

1 кг CH_4 + 64/16 кг O_2 =

= 44/16 кг CO_2 + 36/16 кг H_2O +

+ 56,1/50,5 МДж/кг CH_4.

На 1 кг метана приходится 4 кг или 2,8 м^3 кислорода, 2,75 кг или 1,4 м^3 углекислоты и 2,25 кг или 2,79 м^3 воды. На 1 м^3 метана приходится 2 м^3 кислорода, 1 м^3 углекислого газа и 2 м^3 воды.

На основе приведенных соотношений теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива количество кислорода (в кг) определяется выражением

$$L_{O_2} = (8/3C^p + 8H^p + S^p_л - O^p)/100. \quad (3.8)$$

Если учесть, что массовая доля содержания кислорода в воздухе составляет 0,232, то теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг твердого и жидкого топлива

$$L^0 = (8/3C^p + 8H^p + S^p_л - O^p)/(100 \cdot 0{,}232). \quad (3.9)$$

Разделив уравнение (3.9) на плотность воздуха ($\rho_в = 1{,}293$ м^3/кг при нормальных физических условиях), получим теоретический объемный расход

$$V^0 = 0{,}0889(C^p + 0{,}375S^p_л) + 0{,}265H^p - 0{,}0333O^p. \quad (3.10)$$

Теоретический объемный расход воздуха при сжигании 1 м^3 сухого газа (м^3/м^3)

$$V^0 = 0{,}0478[0{,}5H_2 + 0{,}5CO + 2CH_4 + 1{,}5H_2S + \sum(m + n/4)C_mH_n - O_2]. \quad (3.11)$$

В реальных условиях для полного сгорания топлива требуется подавать воздуха больше теоретически необходимого количества.

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = V_д/V^0. \quad (3.12)$$

Коэффициент избытка воздуха – отношение действительного количества воздуха $V_д$, подаваемого для организации процесса горения, к теоретически необходимому количеству V^0.

Значение коэффициента избытка воздуха зависит от вида топлива и способа сжигания его, обычно $\alpha = 1{,}05 \div 1{,}5$. Объемные доли продуктов полного сгорания топлива

$$CO_2 + SO_2 + H_2O + N_2 + O_2 = 100\%,$$

и в кубических метрах на 1 кг сожженного твердого или жидкого топлива

$$V_г = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2}. \quad (3.13)$$

Объем ($м^3$) продуктов сгорания, отнесенных к 1 кг топлива, обычно делят на объем сухих газов $V_{сг}$, состоящих из трехатомных V_{RO_2} и двухатомных V_{R_2} газов, и объем водяных паров V_{H_2O}. В связи с этим

$$V_г = V_{сг} + V_{H_2O} = V_{RO_2} + V_{R_2} + V_{H_2O},$$

где $V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$; $V_{R_2} = V_{N_2} + V_{O_2}$;

$$V_{H_2O} = V^{H_2}_{H_2O} + V^{w}_{H_2O} + V^{в}_{H_2O}.$$

Объемы V_{RO_2}, V_{R_2} и V_{H_2O} определяются на основе соотношений реакций горения (табл 3.4).

Для контроля процесса горения топлив и определения степени полноты его сгорания и избытка воздуха осуществляется анализ продуктов сгорания топлива с помощью прибора – газоанализатора.

Уравнение неполного сгорания органического топлива имеет вид

$$RO_2 + N_2 + O_2 + CO = 100\%.$$

Основным элементом неполного сгорания является окись углерода CO. Простейшие газоанализаторы дают возможность определить процентное содержание трехатомных газов RO_2 и кислорода O_2. С помощью этих данных и элементарного состава топлива можно рассчитать процентное содержание

$$CO = [21 - RO_2(1 + \beta) - O_2]/(0{,}605 + \beta), \quad (3.14)$$

где $\beta = 2{,}37(H^р + 0{,}126O^р)/(C^р + 0{,}375S^р_л)$ – характеристический коэффициент топлива.

Таблица 3.4

Объем	Выражение
Твердое и жидкое топливо (в $м^3/кг$)	
Трехатомные газы V_{RO_2}	$0{,}01866(C^р + 0{,}375S^р_л)$
Избыточный кислород V_{O_2}	$0{,}21(\alpha - 1)V^0$
Азот V_{N_2}	$0{,}79\alpha V^0 + 0{,}008N^р$
Двухатомные газы V_{R_2}	$(\alpha - 0{,}21)V^0 + 0{,}008N^р$
Водяной пар V_{H_2O}	$0{,}0124(9H + W^р) + 0{,}0161\alpha V^0$
Газообразное топливо (в $м^3/м^3$)	
Трехатомные газы V_{RO_2}	$0{,}01(CO_2 + CO + CH_4 + H_2S + \Sigma mC_mH_n)$
Двухатомные газы V_{R_2}	$(\alpha - 0{,}21)V^0 + 0{,}01N_2$
Водяной пар V_{H_2O}	$0{,}01(H_2 + 2CH_4 + H_2S + 0{,}124d + \Sigma 0{,}5C_mH_n) + 0{,}0161\alpha V^0$, где d – влажность горючих газов (10^{-3} кг/$м^3$)

Из уравнения (3.14) можно найти максимальное содержание RO_2 при теоретическом количестве воздуха ($O_2 = O$) и отсутствии CO:

$$(RO_2)_{max} = 21/(1 + \beta). \quad (3.15)$$

Величины β и $(RO_2)_{max}$ являются постоянными для каждого вида топлива. Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = 21/[21 - 79(O_2 - 0{,}5CO)]/[100 - (RO_2 + O_2 + CO)] \quad (3.16)$$

или приближенно

$$\alpha = (RO_2)_{max}/RO_2.$$

Для выполнения тепловых расчетов топочных устройств необходимо знать энтальпию продуктов сгорания, отнесенную к 1 кг твердого или жидкого топлива (кДж/кг) или к 1 $м^3$ газообразного топлива (кДж/$м^3$), в виде суммы энтальпий газов $i^0_г$ при $\alpha = 1$ и энтальпии избыточного воздуха $i^0_в$ так, что

$i_г = i^0_г + (\alpha - 1) i^0_в.$

Энтальпия газов при $\alpha = 1$ и температуре газов $t_г$

$$i^0_г = (V_{RO_2} c_{CO_2} + V^0_{N_2} c_{N_2} + V^0_{H_2O} c_{H_2O}) t_г,$$

а энтальпия теоретически необходимого количества воздуха ($\alpha = 1$) при температуре $t_г$

$$i^0_в = V^0 c_в t_г.$$

Объемы V^0, V_{RO_2}, $V^0_{N_2}$ и $V^0_{H_2O}$ определяются по уравнениям, полученным выше. Средние объемные теплоемкости при постоянном давлении или энтальпии 1 м³ углекислоты $(c_p t)_{CO_2}$, азота $(c_p t)_{N_2}$, водяных паров $(c_p t)_{H_2O}$ и влажного воздуха $(c_p t)_в$ берутся из справочных таблиц.

При проведении теплового расчета котла часто строят iT-диаграмму (рис. 3.3), которая значительно упрощает расчет, связанный с определением энтальпии газов в газоходах котла. При проектировании топочного агрегата должна быть известна температура горения. Теоретическое значение t_1 определяется из уравнения теплового баланса так, что

$$Q^р_н (100 - q_х - q_м)/100 + i_т + i_в = V_г c_г t_т,$$

где $q_х$ и $q_м$ – потери теплоты соответственно от химической и механической неполноты сгорания; $i_т$ и $i_в$ – энтальпии соответственно топлива и воздуха на единицу количества топлива, кДж/кг или кДж/м³.

Действительная температура меньше теоретической за счет излучения газами части выделяющейся при горении теплоты на поверхности нагрева топочной камеры и может быть определена с учетом этой теплоотдачи.

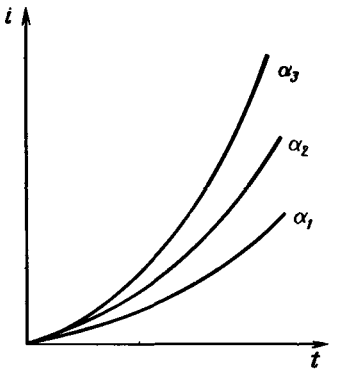


Рис. 3.3.
it-диаграмма ($\alpha_1 < \alpha_2 < \alpha_3$)

3.2. Котельные установки

Котельная установка, показанная на рис. 3.4, предназначена для получения пара. В топке *1* стационарного котла происходит сжигание топлива и образование высокотемпературных продуктов сгорания, которые отдают свою теплоту поверхностям нагрева. В воздухоподогревателе *5* осуществляется нагрев воздуха, подаваемого вентилятором *6* и направляемого затем в топку *1*. В экономайзере *4* котла происходит подогрев питательной воды, поступающей в барабан *2*. Из барабана вода подводится к парообразующим поверхностям нагрева, где преобразуется в насыщенный пар. Поверхности нагрева располагаются как по внутренним стенкам топки (экраны), так и в газоходах котла. Сухой насыщенный пар из барабана *2* поступает в пароперегреватель *3*, где перегревается до температуры, превышающей температуру насыщения, соответствующую давлению в котле.

Котельная установка – совокупность **котла** и вспомогательного оборудования.
Котел – конструктивно объединенный в одно целое комплекс устройств для получения пара или для нагрева воды под давлением.

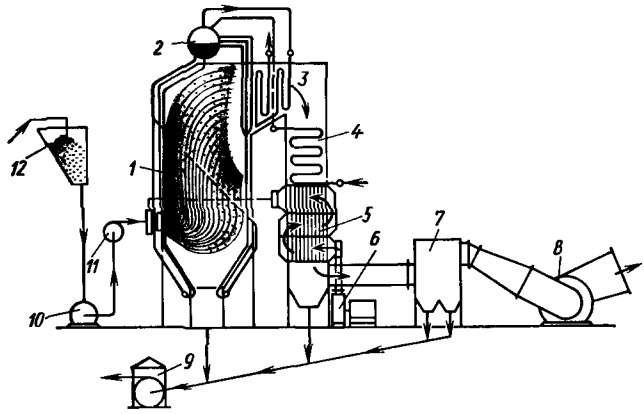


Рис. 3.4.
Схема котельной установки

Дымовые газы отсасываются из котла дымососом *8* и выбрасываются в атмосферу. К вспомогательным устройствам котельной установки относятся: система топливоподачи; топливный бункер *12*; мельница *10*; мельничный вентилятор *11*; мазутное хозяйство при сжигании жидкого топлива; газоочистительное оборудование *7*, служащее для очистки дымовых газов; золоудаляющее устройство *9*; насосы питательной воды; дымовая труба. Котельная установка оборудуется различными регулирующими запорными и предохранительными устройствами, а также системой автоматического регулирования, повышающей экономичность и надежность ее работы.

Необходимость в тех или иных вспомогательных устройствах и их элементах зависит от назначения котельной установки, вида топлива и способа его сжигания. Основными параметрами котлов являются: паропроизводительность, давление и температура пара, температура питательной воды, КПД.

По паропроизводительности различают котельные установки до 12, до 110 и свыше 110 т/ч. Котлы делят на паровые, водогрейные, пароводогрейные, котлы-утилизаторы, энерготехнологические и др. Котельные установки служат для покрытия расходов теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, обеспечивают паром промышленные предприятия. Наиболее мощные стационарные котельные установки обеспечивают паром турбины электростанций.

Топки

Топки делят на слоевые, камерные, вихревые. При слоевом процессе сжигания топлива (рис. 3.5, *а*) поток воздуха проходит через неподвижный или движущийся в поперечном направлении слой топлива.

Чтобы частицы топлива, лежащие на решетке, не уносились потоком, их вес должен быть больше подъемной силы воздуха, действующей на каждую частицу. Характерной особенностью слоевого процесса сжигания является наличие значительного количества горящего топлива в топке. Это обеспечивает устойчивость работы топки и позволяет при изменении нагрузки котла регулировать работу топки первоначально только изменением количества подаваемого воздуха.

Топка – устройство котла, предназначенное для сжигания органического топлива, частичного охлаждения продуктов сгорания и выделения золы.

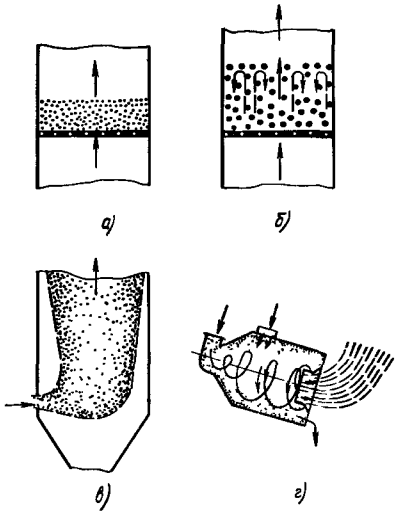


Рис. 3.5.
Схемы топочных процессов сжигания топлива

Если крупнозернистое топливо находится во взвешенном состоянии и не перемещается с потоком газов, то образуется «кипящий слой» (рис. 3.5, *б*).

При факельном топочном процессе (рис. 3.5, *в*) частицы топлива движутся вместе с газовоздушным потоком через топку, находясь во взвешенном состоянии. При этом время пребывания частиц топлива в топке незначительно, скорость обтекания частиц воздухом и количество горящего топлива незначительные. Факельный процесс чувствителен к изменению режимов работы и требует тщательного регулирования подачи топлива и воздуха в топку.

При вихревом топочном процессе частицы топлива организованно циркулируют по определенным траекториям до их полного выгорания и в топках можно сжигать более крупные частицы (3 – 5 мм). Более совершенным вихревым топочным процессом является циклонный процесс (на рис. 3.5, *г*).

Работа топочных устройств характеризуется теплопроизводительностью (в МВт) $Q = BQ_н^р$ (B – секундный расход топлива, кг/с); объемной тепловой нагрузкой (в МВт/м^3) топки объемом $V_т$ ($q_v = BQ_н^р/V_т$); тепловой нагрузкой (в МВт/м^2) зеркала горения решетки площадью $A_т$ ($q_{A_т} = BQ_н^р/A_т$); тепловой нагрузкой (в МВт/м^2) поперечного сечения топки площадью A ($q_A = BQ_н^р/A$); КПД топки $\eta_т = 100 - q_х - q_м$ ($q_х$ и $q_м$ – потери теплоты соответственно от химической и механической неполноты сгорания топлива); коэффициентом $\alpha_т$ избытка воздуха на выходе из топки. Значения этих параметров зависят от типа топки и сорта сжигаемого топлива.

Слоевые топки могут быть различных типов: ручные, полумеханические и механические (рис. 3.6). Ручная топка с неподвижной колосниковой решеткой (рис. 3.6, *а*) применяется в котлах малой паропроизводительности, твердое топливо сжигается при ручном обслуживании операций загрузки, шурования и удаления шлака. Показатели экономичности ручных топок невысокие:

$$q_х = 2 \div 4\%;\ q_м = 7 \div 12\%;\ \alpha_т = 1{,}4 \div 1{,}5.$$

Полумеханическая топка (рис. 3.6, *б*) снабжена специальными механическими и пневматическими забрасывателями топлива на колосниковую решетку, выполненную из качающихся и поворотных колосников. Для этих топок $q_х = 1\%$, $q_м = 4 \div 7\%$ и $\alpha_т = 1{,}3 \div 1{,}4$. Для сжигания влажных топлив (древесины, торфа) применяются полумеханические шахтные топки с наклонной решеткой (рис. 3.6, *в*).

Механическая топка может быть выполнена с наклонно переталкивающей решеткой (рис. 3.6, *г*), шурующей планкой (рис. 3.6, *д*) и цепной решеткой (рис. 3.6, *е*). Шурующая планка представляет собой трехгранную балку с крутым передним и пологим задним скосом, которая при ходе вперед перемещает топливо из загрузочного бункера в глубь топки и сбрасывает с решетки шлак, а при обратном ходе шурует слой топлива. Топки с шурующей планкой применяются в котлах паропроизводительностью до 10 т/ч. В топках с цеп-

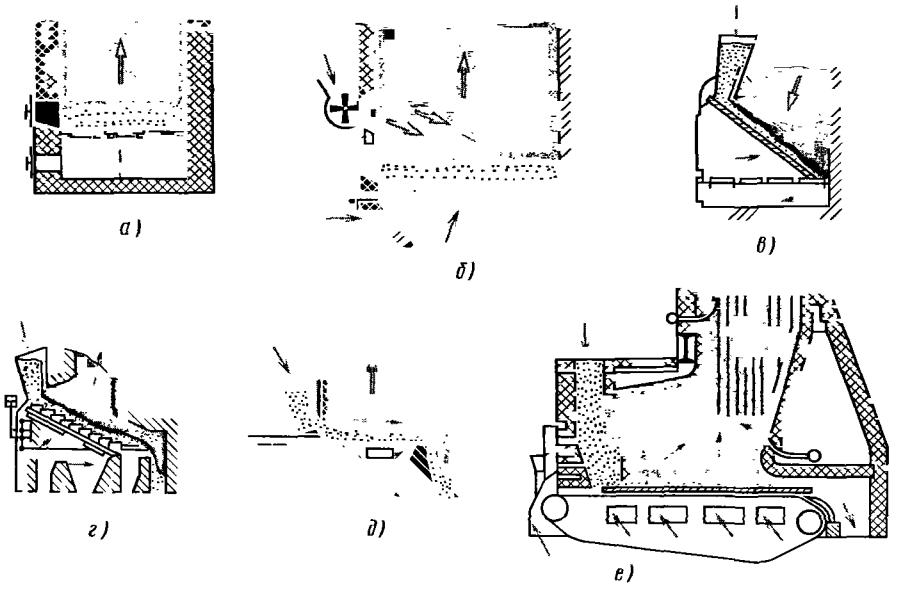


Рис. 3.6.
Схемы слоевых топок

ной решеткой, применяемых в котлах паропроизводительностью 10—150 т/ч, воспламенение топлива происходит при подводе теплоты излучением сверху, поэтому на цепной решетке хуже горят топлива с малым выходом летучих. В топках с цепными решетками $q_х = 0{,}5 \div 1\,\%$, $q_м = 4 \div 5\,\%$ и $\alpha_т = 1{,}3$. Объемная тепловая нагрузка и нагрузка зеркала горения слоевых топок не превышают соответственно 0,3—0.4 и 0,7—1,3 МВт/м^2.

Камерные топки позволяют сжигать любое топливо — жидкое, газообразное и твердое пылевидное. Качество дробления (помола) твердого топлива определяется видом топлива. Угольная пыль или газ вдувается в топку струей воздуха через специальные горелки (рис. 3.7) и сгорает в ней во взвешенном состоянии, образуя горящий факел. Жидкое топливо распыливается с помощью механических, паровых или воздушных форсунок. В механических форсунках подогретое топливо под давлением 2—3 МПа пропускают через мелкие отверстия распыливающей головки. Механические форсунки компактны, но чувствительны к отклонениям от расчетных режимов работы и различным загрязнениям топлива. Более надежными являются форсунки с паровым распыливанием.

Шлак из пылеугольных камерных топок может удаляться в твердом или жидком состоянии. При твердом шлакоудалении внизу камеры делается холодная воронка, а при жидком — горизонтальный или наклонный под с леткой для выпуска жидкого шлака. Поддержание вблизи пода температуры, необходимой для плавления шлака (1300—1900 К), достигается соответствующим расположением горелок. При жидком шлакоудалении повышается доля золы, выпадающей в топке, уменьшаются износ и шлакование поверхностей нагрева, но увеличивается потеря теплоты со шлаком и усложняется конструкция топки.

При пылеугольных камерных топках $q_х = 0 \div 1\,\%$, $q_м = 0{,}5 \div 6\,\%$ и $\alpha_т = 1{,}2 \div 1{,}25$. При сжигании газового топлива эти показатели значительно улучшаются, упрощается обслуживание котла, улучшаются санитарно-гигиенические условия труда. Объемная тепловая на-

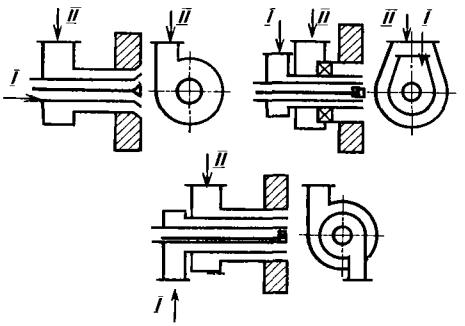


Рис. 3.7.
Схемы пылеугольных горелок:
I – первичный воздух с пылью; *II* – вторичный воздух

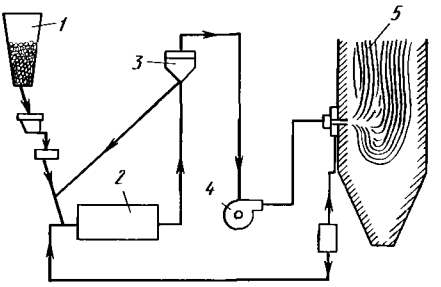


Рис. 3.8.
Схема индивидуального пылеприготовления

грузка камерных топок составляет 0,12–0,3 МВт/м^3.

Пылеприготовление включает дробление кускового топлива, его сушку и помол. Дробление производится в дробилках до кусков размером 10–25 мм. Сушка и измельчение топлива осуществляются в мельницах различного типа (шаровых барабанных, молотковых, среднеходных, мельницах-вентиляторах). Шаровая барабанная мельница представляет собой цилиндрический барабан диаметром 2–4 и длиной 3–8 м. Барабан заполнен стальными шарами диаметром 30–40 мм. В барабан подаются топливо и горячий воздух при температуре 550–700 К. При частоте вращения барабана 15–25 об/мин топливо размалывается до частиц размером 300 мкм и меньше, подсушивается и выносится потоком воздуха из мельницы. Тонкость помола определяется соотношением между расходом энергии на помол топлива, потерями от механического недожога при сжигании и зависит от выхода летучих (чем больше летучих в топливе, тем грубее может быть помол).

Системы пылеприготовления могут быть индивидуальными и с промежуточным бункером. В системе индивидуального пылеприготовления (рис. 3.8) пыль из бункера *1*, пройдя мельницу *2* и сепаратор *3*, вентилятором *4* подается в топку *5*. При наличии промежуточного бункера пыль поступает в него после сепаратора, где отделяется от воздуха. Работа системы индивидуального пылеприготовления связана с работой котла. При пониженных нагрузках котла мельница работает с недогрузкой, в результате значительно увеличивается доля энергии на измельчение топлива (расход энергии на холостой ход мельницы значителен). Наличие промежуточного бункера способствует увеличению надежности и экономичности работы агрегата.

Шаровые барабанные мельницы применяются, как правило, в системах с промежуточным бункером, а мельницы других типов – в системах индивидуального пылеприготовления.

В циклонных топках измельченное топливо вместе с первичным воздухом подается в центральную часть топки. Вторичный воздух подводится через тангенциально расположенные сопла, и частицы топлива отбрасываются центробежными силами к стенкам камеры. Циклонные топки могут быть расположены горизонтально, вертикально или наклонно. В циклонной топке обеспечивается хорошее перемешивание топлива с воздухом, что способствует созданию высокой объемной тепловой нагрузки топочного объема (5–7 МВт/м^3) и температуры в циклонной камере до 2100 К, а также снижению потерь

от химической и механической неполноты сгорания при низких коэффициентах избытка воздуха ($\alpha_т = 1{,}05 \div 1.1$). В циклонных топках улавливается до 90 % золы в виде жидкого шлака. Однако они отличаются повышенными расходами энергии на дутье, повышенной потерей теплоты со шлаком и меньшей, по сравнению с камерными топками, универсальностью к видам сжигаемого топлива.

Котлы и их элементы

Типы котлов. Простой цилиндрический котел (рис. 3.9, *а*) является родоначальником двух типов котлов — *газотрубных и водотрубных, конструктивное* развитие которых определялось стремлением увеличить размеры поверхности нагрева и уменьшить расход металла на единицу паропроизводительности. В газотрубных котлах поверхности нагрева увеличивались расположением внутри барабана котла жаровых (рис. 3.9, *б*) и дымогарных (рис. 3.9, *в*) труб, по которым движутся продукты сгорания. Недостатком таких котлов является ограниченность их поверхности нагрева, а следовательно, паропроизводительности, низкое давление пара (до 1.5 МПа) и взрывоопасность вследствие большого водяного объема.

В водотрубных котлах увеличение поверхности нагрева осуществлялось присоединением к барабану труб извне и обогреву их газами снаружи (кипятильные трубы). В горизонтально-водотрубных котлах (рис. 3.9, *г*) кипятильные трубы расположены под углом к горизонтальной плоскости не более 40°, в вертикально-водотрубных трубы расположены под большим углом к горизонтали или вертикально (рис. 3.9, *д*).

Вертикально-водотрубные котлы оказались наиболее перспективными. Они занимают значительно меньшую площадь и имеют лучшие теплотехнические показатели. Развитие их шло по пути уменьшения числа барабанов. Замена нижнего барабана коллектором при-

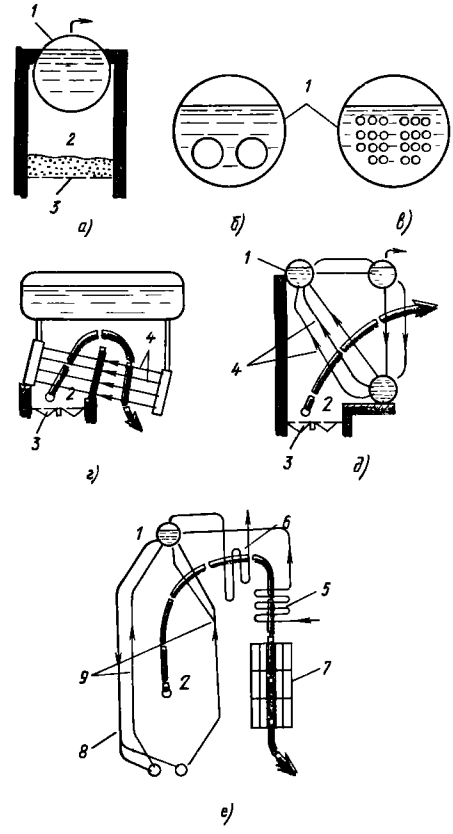


Рис. 3.9.
Схемы паровых котлов с естественной циркуляцией:
1 — барабан; *2* — топка; *3* — решетка; *4* — кипятильные трубы; *5* — экономайзер; *6* — пароперегреватель; *7* — воздухоподогреватель; *8* — опускные трубы; *9* — экран

вела к созданию однобарабанных котлов с развитыми радиационными поверхностями нагрева в виде экранов *9* (рис. 3.9, *е*), размещенных в камерной топке *2*.

С целью повышения экономичности котла его снабжают пароперегревателем *6*, экономайзером *5* и воздухоподогревателем *7*. Повышение температуры пара в пароперегревателе *6* способствует повышению КПД термодинамического цикла паросиловой установки. Экономайзер *5* и воздухоподогре-

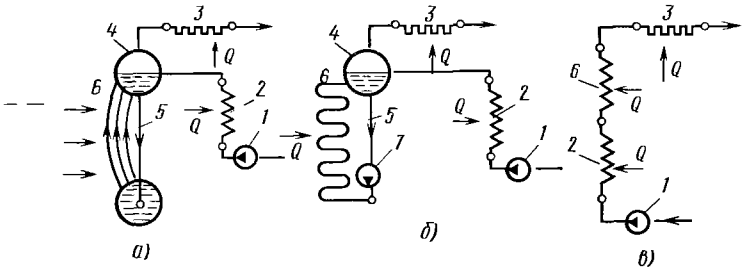


Рис. 3.10.
Схемы движения воды, пароводяной смеси и пара в котле:
1 – питательный насос; *2* – экономайзер; *3* – пароперегреватель; *4* – барабан; *5* – опускные трубы; *6* – обогреваемые трубы; *7* – циркуляционный насос

ватель *7* обеспечивают лучшее использование теплоты продуктов сгорания (снижают их температуру на выходе из котла). В экономайзере *5* происходит подогрев питательной воды перед подачей ее в барабан котла. Подогрев воздуха, подаваемого в топку для сжигания топлива, существенно улучшает процесс горения. Типичная схема однобарабанного котла (П-образной компоновки) показана на рис. 3.9,*е* с двумя ходами дымовых газов. Восходящим ходом является экранированная камерная топка *2*, а нисходящим – экономайзер *5* и воздухоподогреватель *7*.

В зависимости от характера движения воды котлы имеют естественную циркуляцию и принудительную. Естественная циркуляция обусловлена разностью плотностей воды, заполняющей опускные трубы и пароводяной смеси в экранах *5* (рис. 3.10,*а*). Вода в котле проходит через экономайзер *2*, барабан *4* опускается по необогреваемым опускным трубам *5* в нижний барабан или коллектор, оттуда по обогреваемым трубам *6* пароводяная смесь поднимается в верхний барабан. В барабане *4* пар отделяется от воды и поступает в пароперегреватель *3*, а вода снова вовлекается в циркуляцию.

С повышением давления и приближением его к критическому разность плотностей воды и пара уменьшается, естественная циркуляция становится ненадежной и возникает необходимость перехода к принудительной циркуляции. В котлах с многократной принудительной циркуляцией (рис. 3.10,*б*) в циркуляционный парообразующий контур включается циркуляционный насос *7*. Кратность циркуляции (отношение массы воды, проходящей через циркуляционный контур, к массе пара, производимого в нем) в этих котлах составляет 5 – 10.

Прямоточные котлы (см. рис. 3.10,*в*) не имеют циркуляционного испарительного контура, испарительная поверхность нагрева котла является непосредственным продолжением поверхности нагрева экономайзера и непосредственно переходит в пароперегреватель.

Преимуществами прямоточных котлов являются простота конструкции, малый расход металла на единицу паропроизводительности котла, возможность получения пара высокого и сверхкритического давления; недостатками – необходимость очень чистой питательной воды и полного автоматического регулирования процессов питания, горения и производительности.

Для повышения надежности работы прямоточных котлов зону окончательного испарения (переходную) выносят в область сравнительно невысоких темпе-

Прямоточный котел – котел с последовательным однократным принудительным движением воды.

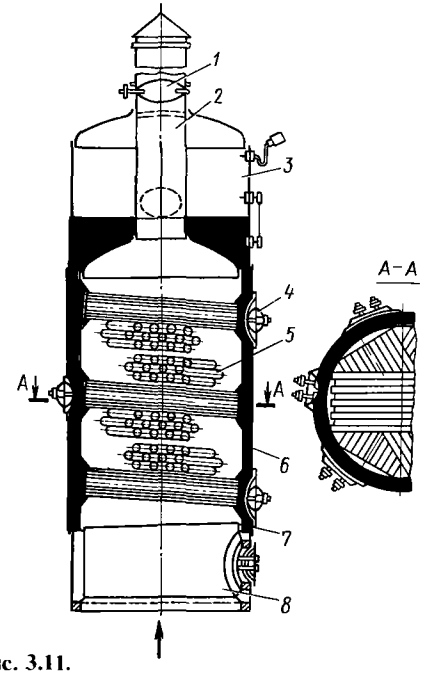


Рис. 3.11.
Схема вертикально-цилиндрического котла системы В. Г. Шухова:
1 – заслонка; *2* – дымовая труба; *3* – паровое пространство; *4* – люк; *5* – кипятильные трубы; *6* и *7* – коаксиальные цилиндры; *8* – топка

ратур газов (900–1000 К) с тем, чтобы возможные отложения солей в трубах не приводили к перегреву труб до опасных пределов. Первый прямоточный котел системы Л. К. Рамзина был создан в СССР в 1932 г.

В настоящее время мощные паровые котлы тепловых электростанций являются в основном прямоточными. Паровые котлы характеризуются паропроизводительностью, давлением, температурой пара и питательной воды, а водогрейные котлы – теплопроизводительностью, температурой и давлением подогретой воды. Паровые котлы стандартизированы и изготовляются следующих основных типов: Пр – с принудительной циркуляцией, паропроизводительностью 0,16–1 т/ч на абсолютное давление насыщенного пара 0,9 МПа; Е – с естественной циркуляцией, паропроизводительностью 0,25–820 т/ч на абсолютное давление пара 0,9–13,8 МПа и температуру 225–833 К; П – прямоточные, паропроизводительностью 670–3950 т/ч на абсолютное давление пара 13,8–25 МПа и температуру 818 К.

Вертикально-цилиндрический котел малой производительности системы В. Г. Шухова (рис. 3.11) состоит из двух коаксиальных цилиндров *6* и *7*. Во внутреннем цилиндре *7* размещена топка *8*, над которой расположены пучки кипятильных труб, ввальцованных в стены внутреннего цилиндра. Пространство между стенками цилиндров заполнено водой. Продукты сгорания топлива из топки *8* проходят вверх между кипятильными трубами и выбрасываются в атмосферу. Котлы конструкции В. Г. Шухова и аналогичные им изготовляют паропроизводительностью 0,2–1 т/ч и давлением насыщенного пара 0,88 МПа.

Наиболее распространенным котлом

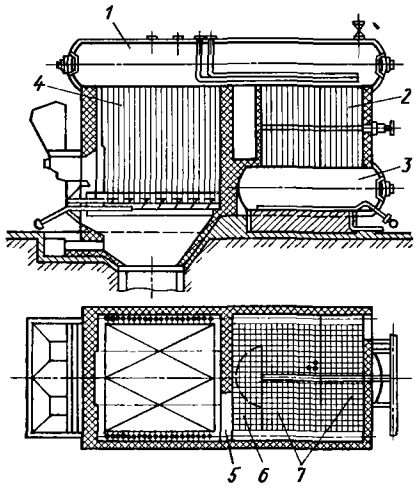


Рис. 3.12.
Схема вертикально-водотрубного котла ДКВР:
1 – верхний барабан; *2* – кипятильные трубы; *3* – нижний барабан; *4* – топка; *5* – окно; *6* – камера охлаждения топки; *7* – газоход

малой паропроизводительности является вертикально-водотрубный котел ДКВР (рис. 3.12). Он состоит из двух горизонтальных барабанов *1* и *3*, расположенных один над другим и соединенных кипятильными трубами *2*. Эти котлы выполняются без пароперегревателя и с пароперегревателем с естественной циркуляцией воды. Такие котлы имеют паропроизводительность 2,5 – 50 т/ч, давление насыщенного и перегретого пара 1,37, 2,35 и 3,93 МПа и температуру до 713 К.

Мощные паровые котлы строят с экранированными камерными топками, как с естественной или многократной принудительной циркуляцией, так и прямоточными. Схемы компоновок элементов котлов показаны на рис. 3.13.

Наибольшее распространение имеет П-образная компоновка (рис. 3.13, *а*). Примером конструкции котла П-образной компоновки служит котел паропроизводительностью 230 т/ч, давлением пара 10 МПа и температурой перегрева 783 К (рис. 3.14). Преимуществом такой компоновки является подача топлива в нижнюю часть топки и вывод продуктов сгорания из нижней части конвективной шахты, недостатком – неравномерное заполнение газами топки и верхней части агрегата.

Компоновка с двумя конвективными шахтами (рис. см. 3.13, *б*) позволяет уменьшить глубину и высоту горизонтального газохода, но усложняет конструкцию. Трехходовая компоновка с U-образными конвективными шахтами (рис. 3.13, *в*) применяется при верхнем расположении дымососов. Башенную компоновку (рис. 3.13, *д*) имеют котлы, работающие на газе и мазуте, при этом используется естественная тяга газоходов.

В котлах-утилизаторах используется теплота дымовых газов, отходящих от различных промышленных печей и технологических установок. Топки в таких котлах отсутствуют. В зависимости от температуры отходящих газов котлы-утилизаторы делят на низкотемпературные (менее 1100 – 1200 К) и высокотемпературные (1300 – 1500 К). Их паропроизводительность составляет 2 – 40 т/ч при давлении пара до 3,9 МПа. Котлы-утилизаторы имеют естественную или принудительную циркуляцию с расположением поверхностей нагрева, аналогичным в энергетических котлах. Если в отходящих газах технологических установок содержатся некоторые горючие составляющие, то для рационального использования отходов котлы-утилизаторы дополняются камерами дожигания.

В энерготехнологических установках технологические и энергетические элементы объединены так, что их раздельная работа невозможна. Энерготехнологические установки позволяют значительно повысить технологическую и энергетическую эффективность всего комплекса переработки сырья. В качестве примера на рис. 3.15 показана схема энерготехнологической установки, предназначенной для обжига колчедана *2* в кипящем слое *1*. В кипящем слое обжигаемого материала установлены испарительные поверхности нагрева, которым передается избыточное количество теплоты, в результате чего обеспечивается безшлаковая работа слоя. Поверхности нагрева, работающие с высоким коэффициентом теплоотдачи [250 – 350 Вт/(м^2 · К)], объединены с котлом *5*, использующим теплоту отходящих газов *3*. Газы *6* поступают в технологические аппараты для дальнейшей переработки, а полученный пар *4* направляется в турбину *7* для выработки электроэнергии и на технологические нужды.

В водогрейных котлах вода подогревается до 380 – 470 К. Чугунные котлы при небольшой производительности (1,2 – 1,6 МВт) предназначаются для подогрева воды с давлением до 0,3 – 0,4 МПа до температуры 390 К. Теплопроизводительность стальных котлов от 4,75 до 210 МВт.

Пароводогрейные котлы позволяют одновременно получать горячую воду и пар давлением 0,7 – 2 МПа.

Основные элементы котла. Парообра-

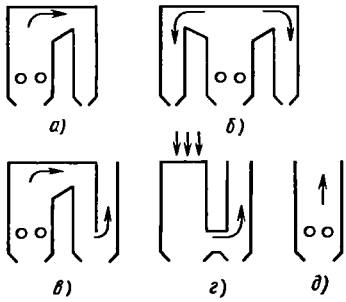
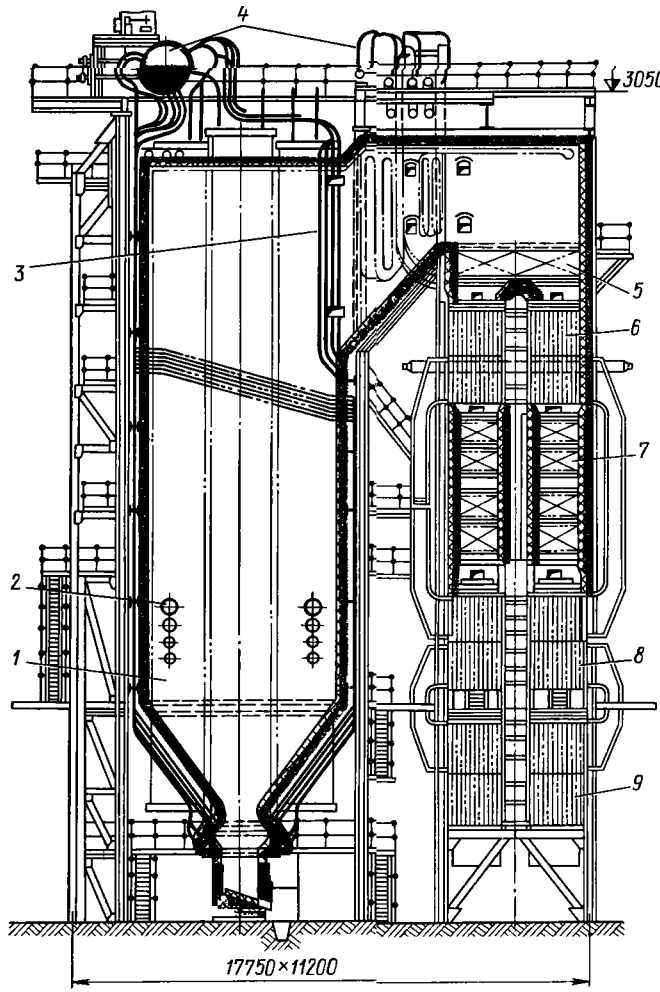


Рис. 3.13.
Схемы компоновок котлов:
а – П-образная; *б* – с двумя конвективными шахтами; *в* – трехходовая с U-образными конвективными шахтами; *г* – с инверторной топкой; *д* – башенная

Рис. 3.14.
Продольный разрез котла П-образной компоновки:
1 – камерная топка; *2* – горелки; *3* – фестон; *4* – барабан; *5* – пароперегреватель; *6* – третья ступень воздухоподогревателя; *7* – экономайзер; *8* – вторая ступень воздухоподогревателя; *9* – первая ступень воздухоподогревателя



зующими поверхностями нагрева большинства котлов являются экраны, расположенные в топке (рис. 3.16), и котельные пучки. Экраны представляют собой ряд панелей с параллельно включенными вертикальными подъемными трубами, соединенными между собой коллекторами. В настоящее время широко применяются газоплотные оребренные и ошипованные экраны. В современных мощных котлах конвективной парообразующей поверхностью нагрева является разводка труб заднего экрана (фестон). Парообразующие поверхности изготовляют из труб диаметром 30–83 мм и коллекторов. Барабаны котлов выполняют диаметром 1,2–1,8 м при длине до 18 м.

Доля парообразующей поверхности нагрева в общей поверхности нагрева котла уменьшается с увеличением давления пара, а при критическом и закритическом давлении пара парообразующие поверхности нагрева отсутствуют. В таких котлах примерно 35 % теплоты затрачивается на подогрев воды до температуры фазового перехода и 65 % на перегрев пара.

Пароперегреватели по способу теловосприятия делят на конвективные, расположенные в газоходе в зоне низких температур, и радиационные, находящиеся в топке или газоходе в виде ширм и настенных экранов.

Конвективные пароперегреватели изготовляют в виде змеевиков из стальных труб с наружным диаметром 28–42 мм. Схемы включения пароперегревателей в зависимости от направления движения газов и пара могут быть прямоточными (рис. 3.17, *а*), противоточными (рис. 3.17, *б*, *в*) и смешанными (рис. 3.17, *г*). Регулирование температуры перегрева пара может осуществляться перепуском части газов мимо пароперегревателя, и в пароохладителях путем смешения перегретого пара с насыщенным и впрыскиванием воды в пар до и после пароперегревателя.

Экономайзеры могут быть некипящего и кипящего типа. Экономайзеры кипящего типа, как правило, устанавливают на котлах низкого давления. В экономайзерах кипящего типа до 20 % воды превращается в пар. Экономайзеры изготовляют из стали или чугуна. Чугунные экономайзеры делаются только некипящими. Стальные выполняют в виде горизонтальных змеевиков из труб диаметром 28–42 мм (рис. 3.18), чугунные набирают из отдельных ребристых труб. В экономайзерах всех типов вода движется только снизу вверх, чтобы образующиеся пузырьки растворенного в воде воздуха и газов не оказывали сопротивления движению воды.

Температура воды при входе в экономайзер должна быть выше температуры точки росы дымовых газов (примерно на 10 К), чтобы исключалась возможность конденсации водяных паров, входящих в состав дымовых газов, и связанной с этими коррозии.

Воздухоподогреватели делят на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативном воздухоподогревателе теплота дымовых газов передается воздуху через разделяющую их стенку. Наиболее широкое распространение получили трубчатые рекуперативные воздухоподогреватели (рис. 3.19).

В регенеративном воздухоподогрева-

Пароперегреватель – устройство для повышения температуры пара выше температуры насыщения, соответствующей давлению в котле.

Экономайзер – устройство, обогреваемое продуктами сгорания топлива и предназначенное для подогрева или частичного парообразования воды, поступающей в котел.

Воздухоподогреватель – устройство для подогрева воздуха продуктами сгорания топлива перед подачей в топку котла.

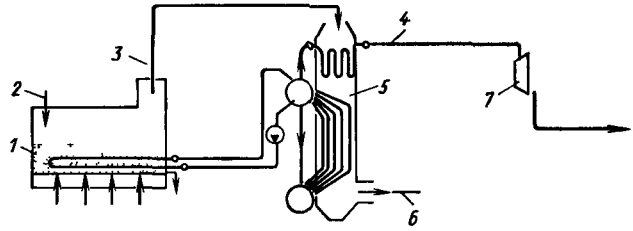


Рис. 3.15.
Схема энерготехнологической установки для обжига колчедана в кипящем слое

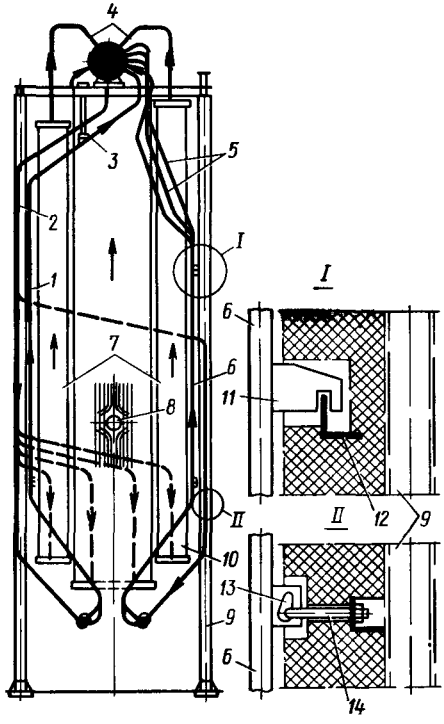


Рис. 3.16.
Схема экранов барабанного котла:
1 — фронтовой экран *2* — опускные трубы, *3* — пароперегревательные трубы, *4* — отводящие трубы *5* — фестон *6* — задний экран, *7* — боковые экраны *8* — разводка труб в месте расположения амбразур *9* — каркас *10* — холодная воронка *11* — опорный крюк *12* — полка *13* — плавник *14* — натяжной крюк

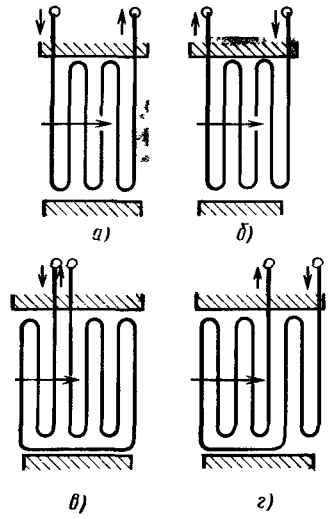


Рис. 3.17.
Схемы включения пароперегревателей

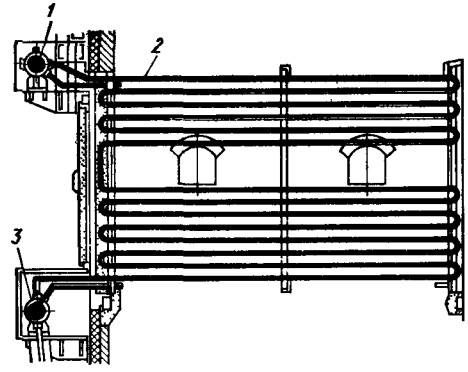


Рис. 3.18.
Водяной экономайзер:
1 — выходная камера *2* — змеевики, *3* — входная камера

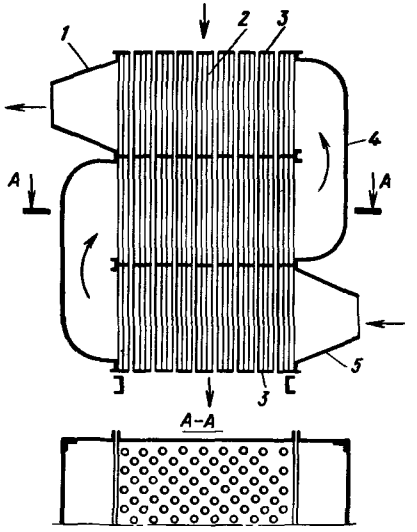


Рис. 3.19.
Схема трубчатого рекуперативного воздухоподогревателя:
1 – входной короб воздуха; *2* – трубы; *3* – трубная доска; *4* – перепускной воздушный короб; *5* – входной короб

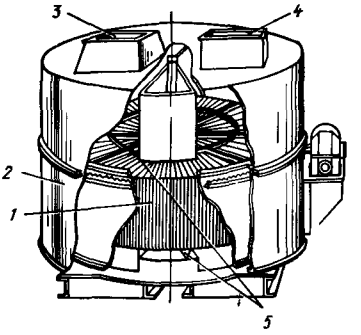


Рис. 3.20.
Регенеративный воздухоподогреватель

теле теплота передается через металлическую насадку, которая периодически нагревается горячими газами и охлаждается потоком холодного воздуха. Регенеративный воздухоподогреватель, показанный на рис. 3.20, имеет барабан *1* с набивкой из тонких гофрированных стальных листов, заключенный в кожух *2*. К кожуху присоединены воздушный *4* и газовый *3* короба. При частоте вращения 2–5 об/мин барабан попеременно проходит через газовый и воздушный потоки. Преимуществом регенеративного воздухоподогревателя является его компактность и малая металлоемкость, недостатком – большая сложность конструкции, трудность создания надежных уплотнений *5*.

Для предупреждения выпадения влаги и коррозии температура воздуха на входе в воздухоподогреватель должна быть на 5–10 К выше температуры точки росы дымовых газов, что достигается рециркуляцией части горячего воздуха или предварительным подогревом.

Обмуровка котла обеспечивает его гидравлическую и тепловую изоляцию от внешней среды. Температура на наружной поверхности обмуровки не должна превышать 328 К. Обмуровку современных котлов выполняют из красного огнеупорного кирпича, огнеупорных плит, изоляционных материалов, металлических скрепляющих частей, уплотняющих обмазок, металлической обшивки.

В зависимости от конструкции обмуровки делят на тяжелую (толщиной 500–600 мм), опирающуюся на фундамент, облегченную (толщиной 200–500 мм), закрепляемую на каркасе котла, и легкую (толщиной 100–200 мм), закрепляемую на трубах котла.

Котлы снабжают приборами и приспособлениями, обеспечивающими его нормальную работу: манометрами, предохранительными клапанами, обратными клапанами, запорными вентилями, водоуказательными стеклами, продувочными и водопробными кранами и т. п.,

Обмуровка котла – система огнеупорных и теплоизоляционных ограждений или конструкций котла, предназначенная для уменьшения тепловых потерь и обеспечения газовой плотности.

а также гарнитурой: лазами, дверцами, гляделками, затворами шлаковых и зольных воронок, дымовыми заслонками, обдувочными аппаратами и т. п.

Тепловой и эксергетический балансы и тепловой расчет котла

Энергетический (тепловой) баланс котла. Тепловой баланс работающего котла составляется на основе результатов тепловых испытаний с целью анализа эффективности работы котла и определения его КПД. При тепловом расчете проектируемого котла тепловой баланс составляется на 1 кг твердого (жидкого) топлива или на 1 м^3 газообразного (при 273 К и 0,1 МПа) на основе нормативных данных для определения расхода топлива.

Уравнение теплового баланса (в кДж/кг) имеет вид

$$Q_р^р = Q_{пол} + Q_{уг} + Q_х + Q_м + Q_{но} + Q_{фш},$$

где $Q_р^р$ – располагаемая (внесенная в топку) теплота; $Q_{пол}$ – теплота, использованная для выработки пара; $Q_{уг}$, $Q_х$, $Q_м$, $Q_{но}$ и $Q_{фш}$ – потери теплоты соответственно с уходящими газами, от химической и механической неполноты сгорания, от наружного охлаждения и с физическим теплом шлаков.

На рис. 3.21 приведена схема теплового баланса котла при наличии воздухоподогревателя. Теплота $Q_{вп}$ дымовых газов, отдаваемая воздуху в воздухоподогревателе и вносимая обратно в топку с нагретым воздухом, показана в виде замкнутого потока, вследствие

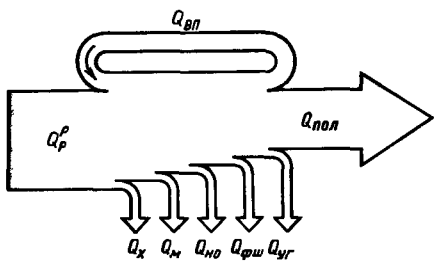


Рис. 3.21.
Схема теплового балавса котла

чего она в тепловом балансе не учитывается.

Отношение полезно использованной в котле теплоты к располагаемой представляет КПД котла брутто

$$\eta_{бр} = Q_{пол}/Q_р^р = 1 - (Q_{уг} + Q_х + Q_м + Q_{но} + Q_{фш})/Q_р^р$$

или в %

$$\eta_{бр} = 100 - (q_{уг} + q_х + q_м + q_{но} + q_{фш}).$$

КПД котельной установки, учитывающий расходы котла на собственные нужды (привод насосов, вентиляторов, дымососов и т. п.), составляющие около 4 %, называется КПД нетто. Располагаемая теплота

$$Q_р^р = Q_н^г + Q_{фв} + Q_{фт},$$

где $Q_{фв}$ и $Q_{фт}$ – количество теплоты, внесенное соответственно с подогретым вне котла воздухом и топливом (физическая теплота).

В большинстве случаев физическая теплота слишком мала, поэтому располагаемая теплота определяется только теплотой сгорания топлива так, что $Q_р^р = Q_н^р$. Полезно используемая теплота

$$Q_{пол} = D(i_{пе} - i_{пв})/B,$$

где D – расход пара, кг/с; $i_{пе}$ и $i_{пв}$ – энтальпии соответственно перегретого пара и питательной воды, кДж/кг; B – расход топлива, кг/с.

Потери с уходящими газами

$$Q_{уг} = i_{уг} - i_в, \qquad (3.17)$$

где $i_{уг}$ и $i_в$ – энтальпия соответственно уходящих газов и холодного воздуха.

Потери с уходящими газами (6–15%) зависят от избытка воздуха в топке и температуры газов. При проектировании котлов температуру уходящих газов принимают равной 390–450 К, потери от химической и механической неполноты сгорания топлива и во внешнюю среду задают в соответствии с нормами теплового расчета.

При эксплуатации котлов потери от химической неполноты сгорания (0–2 %)

находят по содержанию в дымовых газах продуктов неполного сгорания (CO, H_2, CH_4, C_mH_n), определяемому на основе химического анализа дымовых газов. Потери от механической неполноты сгорания (1 – 12 %) оценивают по содержанию горючих веществ в шлаке и золе. Потери от наружного охлаждения (0,5 – 3 %) зависят от производительности котла, при эксплуатации их определяют на основе теории теплообмена по данным измерения температуры наружных стен котла и окружающего воздуха. Потери с физическим теплом шлаков зависят от количества удаляемых из котла шлаков, их теплоемкости и температуры. В большинстве случаев они незначительны, но при жидком шлакоудалении они увеличиваются до 1 – 5 %.

Эксергетический баланс котла. КПД котла, полученный на основе теплового баланса, учитывает лишь потери энергии в установке и не отражает качественных изменений, сопровождающих реальные необратимые процессы. При необратимых процессах в соответствии со вторым законом термодинамики происходит обесценивание энергии, т. е. потеря ею способности передаваться в форме работы. Оценка эффективности работы котла с точки зрения второго закона термодинамики может быть осуществлена на основе баланса эксергии. Эксергия

$$Э = (i - i_o) - T_o(S - S_o), \qquad (3.18)$$

где i и i_o, S и S_o – энтальпия и энтропия рабочего тела соответственно в исходном состоянии и в состоянии равновесия с окружающей средой; T_o – температура окружающей среды.

Эксергия теплоты

$$Э_q = \int (1 - T_o/T)\, dQ. \qquad (3.19)$$

Эксергетический КПД котла

$$\eta_э = Э_{пол}/Э_р = 1 - \sum Э_i/Э_р, \qquad (3.20)$$

где $Э_{пол}$ – полезно использованная эксергия; $Э_р$ – располагаемая эксергия; $\sum Э_i$ – потери эксергии вследствие необратимости процессов (горения, теплообмена, смешения и т. п.).

Располагаемая эксергия в котле

$$Э_р = Э_т + Э_в,$$

где $Э_т$ и $Э_в$ – эксергия соответственно топлива и воздуха, поступающих в топку.

Полезно использованной эксергией является изменение эксергии питательной воды ($Э_{пв}$) при превращении ее в перегретый пар ($Э_{пе}$).

Потери эксергии при горении

$$Э_г = Э_т + Э_в - Э_{пе},$$

где $Э_{пс}$ – эксергия продуктов сгорания в топке при адиабатной температуре.

Потери эксергии при теплообмене

$$\Delta Э_т = (Э'_1 - Э''_1) - (Э''_2 - Э'_2) =$$
$$= -\Delta Э_1 - \Delta Э_2,$$

где $\Delta Э_1$ – уменьшение эксергии греющего теплоносителя (продуктов сгорания); $\Delta Э_2$ – увеличение эксергии нагреваемого теплоносителя (воды и пара). Потери эксергии при смешении потоков, например, при подсосе воздуха,

$$\Delta Э_{см} = (Э_1 - Э_2) - Э_{см},$$

где $Э_1$ и $Э_2$ – эксергии смешивающихся потоков; $Э_{см}$ – эксергия смеси.

Потери эксергии при охлаждении и с отходящими газами определяются по уравнениям соответственно (3.19) и (3.18).

Анализ показывает, что энергетический (тепловой) КПД котла существенно отличается от эксергетического. Если энергетический КПД котла равен примерно 90 %, то его эксергетический КПД составляет только около 45 %. Основной потерей теплоты по энергетическому балансу является потеря с уходящими газами (более 7 %), которая по эксергетическому балансу составляет лишь около 1 %. Основными потерями по эксергетическому балансу являются потери от неравновесности процессов горения и теплообмена (около 25 % каждая). Уменьшению потерь по эксергетическому балансу (при горении и теплообмене) способствует повышение подо-

грева воздуха и повышение параметров пара.

Тепловой расчет котла. Тепловой расчет котла основан на расчете процессов теплообмена в элементах котла. Применяемые на практике два вида теплового расчета (конструктивный и поверочный) имеют общую методику. Различие этих видов расчетов состоит лишь в целях и характере искомых величин. При конструктивном расчете определяют размеры топки и поверхностей нагрева котла, необходимые для получения требуемых паропроизводительности, параметров пара, КПД и расхода топлива. При поверочном расчете (определенной конструкции котла и известных размеров поверхностей нагрева) находятся температуры воды, пара, воздуха и газов на границе между отдельными поверхностями нагрева, а также КПД и расход топлива.

Расчет теплообмена в топке основывается на приложении теории подобия к экспериментальным данным, полученным при исследовании работы топок. Температура газа на выходе из топки

$$T''_т = T_а/M\left(\frac{5{,}76\psi A_{ст}a_т T_а^3}{10^8\varphi B_р v_г c_г}\right)^{0{,}6}, \qquad (3.21)$$

где $T_а$ – адиабатная (теоретическая) температура сгорания топлива, К; M – коэффициент, зависящий от типа топки; ψ – коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева; $a_т$ – степень черноты топки; φ – коэффициент сохранения теплоты топкой; $B_р$ – расход топлива, кг/с; $v_г$ и $c_г$ – соответственно объем и теплоемкость продуктов сгорания, м^3/кг, кДж/(м^3·К).

Площадь лучевосприимающей поверхности (в м^2) топочной камеры

$$A_{сл} = \frac{B_р(Q_т - i''_т)\varphi}{5{,}76\cdot 10^{-8}\psi M T''_т T_а^3} \times$$
$$\times \sqrt[3]{\frac{1}{M^2}\left(\frac{T_а}{T''_т} - 1\right)^2}, \qquad (3.22)$$

где $i''_т$ – энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, кДж/кг.

Параметры, входящие в выражения (3.21) и (3.22), рассчитывают по специальной методике.

Для расчета конвективных поверхностей нагрева (пароперегреватели, экономайзеры и т. п.) определяют следующее. Теплота, отданная продуктами сгорания,

$$Q = \varphi(i' - i'' + \Delta\alpha i^0_в); \qquad (3.23)$$

теплота, воспринимаемая обогреваемой средой (вода, пар и т. п.),

$$Q = D(i_{вых} - i_{вх})/B_р; \qquad (3.24)$$

теплота, воспринимаемая поверхностью нагрева,

$$Q = k\Delta TA/B_р, \qquad (3.25)$$

где φ – коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери в окружающую среду; i' и i'' – энтальпия газа соответственно на входе и выходе от поверхности нагрева; $\Delta\alpha i^0_в$ – теплота, вносимая присасываемым воздухом из котельной; $i_{вых}$ и $i_{вх}$ – энтальпия обогреваемой среды соответственно на входе и выходе из поверхности нагрева; ΔT – усредненный температурный напор; A – площадь поверхности нагрева, м^2; k – *коэффициент теплопередачи*, кВт/(м^2·К).

Усредненный температурный напор (разность температур греющей и нагреваемой среды) находится по уравнению (2.131). В зависимости от целей расчета уравнение (3.25) решается относительно Q или A.

Вспомогательные системы и устройства котельных установок

Водоподготовка и водный режим котлов. Котлы питаются смесью конденсата, поступающего от потребителей пара, и добавочной воды, покрывающей потери конденсата (до 40–60 %). В качестве добавочной воды используется обработанная природная вода, которая содержит то или иное количество вредных для работы котла примесей (растворенных солей и газов и нерастворенных взвешенных веществ). Наиболее вред-

ными являются соли жесткости (различные соединения кальция и магния, растворимость которых в воде незначительна) и коррозионно-активные газы (кислород и углекислый газ). Соли жесткости, отлагаясь на поверхностях нагрева, создают плотный слой накипи. Вещества, кристаллизующиеся в объеме воды, образуют взвешенные в ней частицы – шлам. Теплопроводность накипи (0,1 – 0,2 Вт/(м · К)) во много раз меньше теплопроводности металла, поэтому даже при малом слое накипи резко ухудшается теплопередача от газов к воде и повышается температура стенок труб. Это, в свою очередь, ведет к снижению экономичности котла в результате повышения температуры уходящих газов и понижению прочности металлических стенок поверхностей нагрева.

Для предотвращения отложения накипи природную воду предварительно подвергают специальной обработке: осветлению – удалению механических примесей отстаиванием и фильтрованием; умягчению – удалению накипеобразователей и деаэрации – удалению растворенных в воде газов.

В процессе парообразования концентрация солей воды, находящейся в объеме котла, увеличивается. Для поддержания ее на одном уровне, исключающем выпадение солей из раствора, применяют непрерывную или периодическую продувку, при которой из барабана котла выводится некоторая часть воды с большой концентрацией солей. Для котлов малой производительности используется лишь внутрикотловая обработка воды, при которой в питательную воду добавляются химические вещества – антинакипины, вступающие в реакцию с солями и способствующие выпадению их в виде шлама, удаляемого продувкой.

Для уменьшения уноса солей с паром и нежелательного отложения их в трубах пароперегревателя и проточной части турбины применяют сепарацию пара в специальных устройствах барабана котла, обеспечивающих отделение капель воды от пара.

Очистка продуктов сгорания и защита окружающей среды. В продуктах сгорания органического топлива содержатся вредные для окружающей среды токсические составляющие: летучая зола, окислы серы (SO_2 и SO_3) и азота (NO и NO_2).

По принципу действия золоуловители делят на механические сухие и мокрые и электростатические. Механические сухие золоуловители циклонного типа отделяют частицы от газа за счет центробежных сил при вращательном движении потока. Степень улавливания золы в них 75 – 80 % при гидравлическом сопротивлении 0,5 – 0,7 кПа.

Механические мокрые золоуловители представляют собой вертикальные циклоны с водяной пленкой, стекающей по стенкам. Степень улавливания золы в них несколько выше, чем в механических, и превышает 80 – 90 %. Электрофильтры обеспечивают высокую степень очистки газов (95 – 99 %) при гидравлическом сопротивлении 150 – 200 Па без снижения температуры и увлажнения дымовых газов.

Для снижения выбросов окислов серы нефтяные топлива очищают от серы на нефтеперерабатывающих заводах. Однако при этом увеличиваются капитальные затраты, а следовательно, стоимость топлива (примерно в 2 раза). Улавливание окислов серы из дымовых газов связано с необходимостью сооружения очистительных устройств, существенно повышающих стоимость вырабатываемой энергии. Концентрация окислов азота зависит от температурного уровня в ядре факела и концентрации кислорода, которая уменьшается соответствующей организацией топочного процесса при возможно более низкой температуре в зоне горения и малом избытке воздуха.

Тягодутьевые устройства. Для отвода из котельной установки продуктов сгорания и преодоления сопротивлений газового тракта применяют устройства для создания тяги. Тяга может быть естественной и искусственной. Естествен-

ная тяга Δp осуществляется с помощью дымовой трубы высотой H за счет разности плотностей атмосферного воздуха $\rho_в$ и горячих газов $\rho_г$ в дымовой трубе так, что $\Delta p = Hg(\rho_в - \rho_г)$.

В установках с большим гидравлическим сопротивлением газового тракта, когда дымовая труба не обеспечивает естественной тяги, применяют искусственную тягу, устанавливая дымососы за котлом (после золоуловителя). Разрежение, создаваемое дымососом, определяется гидравлическим сопротивлением газового тракта и необходимостью поддерживать разрежение в топке, равное 20–30 Па. В небольших котельных установках разрежение, создаваемое дымососом, составляет 1–2 кПа, а в мощных – 2,5–3 кПа.

Для подачи воздуха в топку и преодоления гидравлического сопротивления воздушного тракта (воздуховодов, воздухоподогревателя, слоя топлива или горелок) перед воздухоподогревателем устанавливают вентиляторы. Сопротивление воздушного тракта котла малой производительности составляет 1–1,5 кПа, большой – 2–2,5 кПа. Производительность (в м^3/ч) дутьевого вентилятора

$$Q_в = 1{,}05B_р(\alpha_т + \Delta\alpha_{ут} - \Delta\alpha_т) V^0_в T_{хв}/273$$

и дымососа

$$Q_г = 1{,}05B_р V_{уг} T_{уг}/273,$$

где $B_р$ – расход топлива, кг/ч; $V_в$ – теоретический расход воздуха, м^3/кг; $T_{хв}$ и $T_{уг}$ – температура соответственно холодного воздуха и уходящих газов, К; $\alpha_т$ – коэффициент избытка воздуха в топке; $\Delta\alpha_{ут}$ – утечки горячего воздуха в тракте; $\Delta\alpha_т$ – присос холодного воздуха в топке; $V_{уг}$ – расход уходящих газов.

Мощность (в кВт) вентилятора или дымососа

$$N = Q\Delta p/(3600 \cdot 10^3\eta), \qquad (3.26)$$

где Δp – гидравлический напор, Па; η – КПД вентилятора или дымососа, для современных машин $\eta = 0{,}7 \div 0{,}75$.

Автоматическое регулирование котельных установок. Система автоматического регулирования котельных установок обеспечивает изменение производительности установки при сохранении заданных параметров (давления и температуры пара) и максимального КПД установки. Кроме того, повышает безопасность, надежность и экономичность работы котла, сокращает количество обслуживающего персонала и облегчает условия его труда. Автоматическое регулирование котла включает регулирование подачи воды, температуры перегретого пара и процесса горения. При регулировании питания котла обеспечивается соответствие между расходами воды, подаваемой в котел, и вырабатываемого пара, что характеризуется постоянством уровня воды в барабане.

Регулирование питания котлов малой производительности обычно осуществляется одноимпульсными регуляторами, управляемыми датчиками изменения уровня воды в барабане. В котлах средней и большой паропроизводительности с малым водяным объемом применяются двухимпульсные регуляторы питания котла по уровню воды и расходу пара, а также трехимпульсные, управляющие питанием котла по уровню воды, расходу пара и перепаду давлений на регулирующем клапане.

Регулирование температуры пара осуществляется регулятором, управляемым датчиками изменения температуры перегретого пара на выходе из пароперегревателя, изменения температуры пара в промежуточном коллекторе пароперегревателя и изменения температуры газов в газоходе пароперегревателя, а иногда еще и датчиком изменения давления пара.

Регулирование процесса горения в топке котла (в соответствии с расходом пара) осуществляется регуляторами подачи топлива *II*, воздуха *III* и регулятором тяги *IV* (рис. 3.22). Регуляторы подачи топлива *II* и воздуха *III* управляются датчиком изменения давления перегретого пара *I*, а регулятор тяги

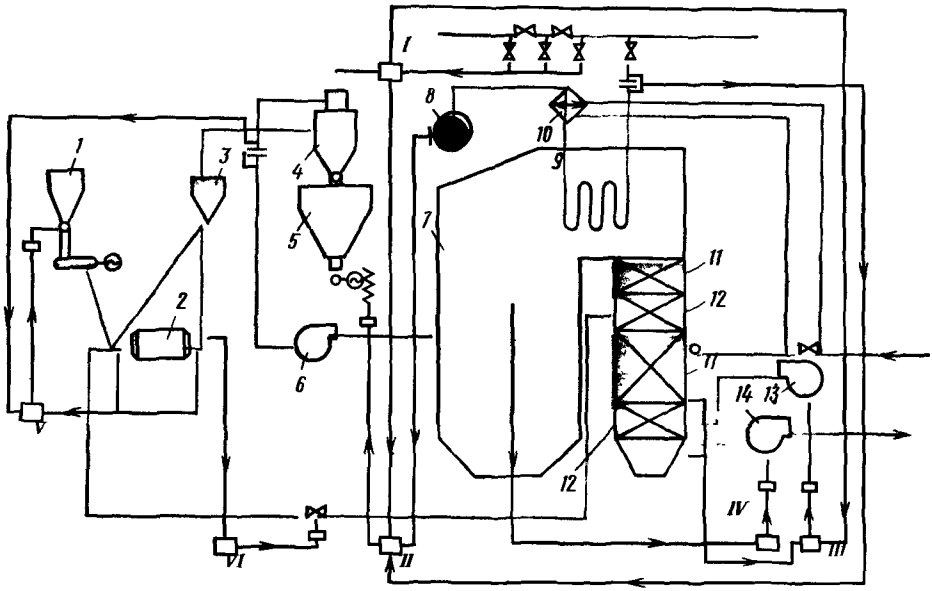


Рис. 3.22.
Схема автоматического регулирования котельной установки:
1 – бункер угля; *2* – шаровая мельница; *3* – сепаратор; *4* – циклон; *5* – бункер пыли; *6* – мельничный вентилятор; *7* – топка котла; *8* – барабан котла; *9* – пароперегреватель; *10* – пароохладитель; *11* – экономайзер; *12* – воздухоподогреватель; *13* – вентилятор: *14* – дымосос; *I* – датчик измерения давления перегретого пара; *II* – регулятор топлива; *III* – регулятор воздуха; *IV* – регулятор тяги; *V* – регулятор загрузки мельницы; *VI* – регулятор температуры мельницы

IV – датчиком изменения разрежения в топке 7 котла.

В котельных установках, работающих на пылевидном топливе, осуществляется также регулирование работы пылеприготовительной системы регулятором *V* загрузки мельниц, обеспечивающим постоянство загрузки шаровых барабанных мельниц и регулятором *VI* температуры пылевоздушной смеси за мельницей.

Для предупреждения персонала о недопустимости отклонения важнейших параметров котельной установки от заданных служат звуковые и световые сигнализаторы предельных уровней воды в барабане, предельных температур перегретого пара и низшего давления питательной воды. Для обеспечения правильной последовательности операций при пуске и остановке механизмов применяется блокировка. Так, при аварийном отключении дымососов отключаются дутьевые вентиляторы и прекращается подача топлива в топку.

Работа котельных установок должна быть надежной, экономичной и безопасной для обслуживающего персонала. Для выполнения этих требований котельные установки эксплуатируются в соответствии с правилами устройства и безопасной эксплуатации паровых котлов и рабочими инструкциями, составленными на основе правил Госгортехнадзора с учетом местных условий и особенностей оборудования.

Котел должен быть оборудован необходимым количеством контрольно-измерительных приборов, автоматической системой регулирования важнейших параметров котла, защитными устройствами, блокировкой и сигнализа-

цией. Режимы работы котла должны соответствовать режимной карте, в которой указываются рекомендуемые технологические и экономические показатели его работы: параметры пара и питательной воды, содержание RO_2 в газах, температура и разрежение по газовому тракту, коэффициент избытка воздуха и т. п. Большинство современных котельных установок полностью автоматизированы.

При нарушении нормальной работы котла вследствие неисправностей, которые могут привести к аварии, он должен быть немедленно остановлен. Капитальный ремонт котлов производится через каждые 2–3 года. Котел периодически подвергается техническому освидетельствованию по трем видам: наружный осмотр (не реже одного раза в год), внутренний осмотр (не реже одного раза в 4 года), гидравлическое испытание (не реже одного раза в 8 лет).

3.3. Промышленные печи

Классификация печей и режимов их работы

Промышленная печь в качестве источника получения теплоты использует химическую энергию топлива, нагреваемого материала или электрическую энергию.

В печах-теплогенераторах выделение теплоты происходит в самом нагреваемом материале за счет протекающих в нем экзотермических химических реакций или за счет подвода к нему электрической энергии. В печах-теплообменниках теплота, выделяющаяся вне материала, передается материалу в рабочем пространстве печи. Внешний теплообмен между материалом и теплоносителем в печах-теплообменниках осуществляется либо излучением (радиационный режим), либо конвекцией (конвективный режим). В топливных печах-теплообменниках химическая энергия топлива (твердого, жидкого или газообразного) превращается в теплоту при его сжигании в топочном устройстве печи. Топливными печами-теплообменниками с радиационным режимом теплообмена являются практически все плавильные печи, а также большая часть нагревательных печей, используемых для нагрева металлов перед обработкой давлением и термической обработкой.

В печах-теплообменниках со слоевым режимом работы происходит нагрев и плавление сыпучих материалов. Материал в таких печах (обычно вертикальных) располагается по всему объему, а раскаленные газы проходят между его кусками. Разделить процессы передачи теплоты излучением и конвекцией в этом случае невозможно.

В печах-теплообменниках температура может изменяться как во времени, так и по длине печи. Печи-теплообменники с изменяющейся во времени температурой называются печами периодического действия или камерными. Они имеют практически одинаковую температуру по всему объему рабочего пространства. Печи-теплообменники с неизменной во времени температурой называются печами непрерывного действия. Печи непрерывного действия с температурой, изменяющейся по длине печи, называются методическими. Они предназначены для обработки изделий, перемещающихся по поду печи через зоны с различной температурой в зависимости от технологического процесса.

Электропечи классифицируют по способу преобразования электрической энергии в тепловую. Различают электронно-лучевые, дуговые, индукционные и электропечи сопротивления. По конструктивным особенностям печи делят на шахтные, туннельные, тигельные, муфельные, трубчатые, вращающиеся, ванные и др. По производственным признакам различают печи плавильные, на-

Промышленная печь – совокупность устройств, предназначенных для нагрева материалов или изделий.

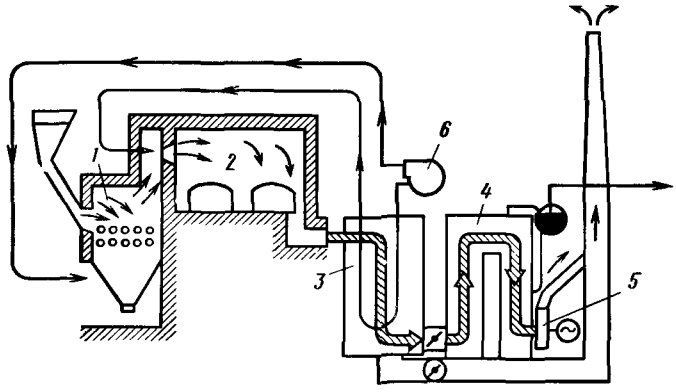


Рис. 3.23.
Схема топливной печи-теплообменника:
1 – топка, *2* – рабочий объем, *3* – регенератор, *4* – котел-утилизатор, *5* – дымосос; *6* – вентилятор

гревательные, сушильные, химической технологии (для производства соды, аммиака, фосфора и т. п.).

Промышленная печь представляет собой сложный агрегат, состоящий из собственно печи (зона технологического процесса) вспомогательного оборудования и устройств, включающих топочное устройство (в топливных печах), электроды, резисторы (в электрических печах), устройства для утилизации теплоты уходящих газов (регенераторы, котлы-утилизаторы), вентиляторы, дымососы, приборы и арматуру для управления гидравлическим режимом печи, механизмы для загрузки и выгрузки материала, контрольно-измерительную и регулирующую аппаратуру.

На рис. 3.23 представлена схема топливной печи-теплообменника с регенератором *3* и котлом-утилизатором *4*.

Регенератор *3* служит для нагрева поступающего в топку воздуха за счет передачи теплоты от уходящих газов, что обеспечивает более высокую температуру процесса горения, а следовательно, более эффективное сжигание топлива.

Показателями работы промышленных печей являются расход топлива, тепловая производительность или мощность, удельный расход теплоты на 1 кг продуктов печи, КПД.

Топливные печи

Топливные печи с радиационным режимом теплообмена. В топливных печах с рабочей температурой свыше 800–900 К преобладает передача теплоты излучением.

Мартеновская печь (рис. 3.24) предназначена для выплавки стали из загружаемой в нее шихты, состоящей из жидкого чугуна (50–75 %), стального лома-скрапа (50–25 %) и известняка (4–7 %). В рабочем пространстве *1* печи температура составляет 1900–2100 К. В передней стенке печи расположены окна для загрузки шихты, в задней стенке имеются отверстия для выпуска металла и слива шлака. Мартеновские

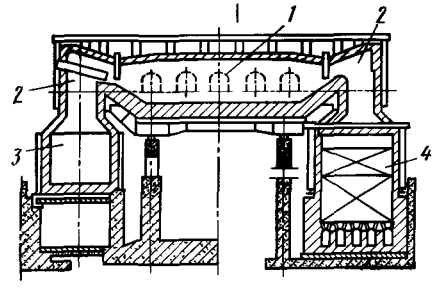


Рис. 3.24.
Схема мартеновской печи:
1 – рабочее пространство; *2* – головка; *3* – шлаковик; *4* – регенератор

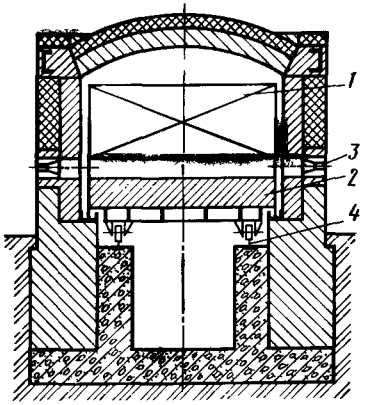


Рис. 3.25.
Схема туннельной печи:
1 — нагреваемые отливки, *2* — тележка; *3* — горелка, *4* — рельсы

печи работают на газе и мазуте с использованием кислорода для интенсификации процесса и относятся к печам реверсивным с периодически изменяющимся направлением движения газа и воздуха, осуществляемым системой перекидных устройств Регенераторы *4* печи заполняются насадкой из кирпичей, выложенной в виде решетки, которая аккумулирует теплоту продуктов сгорания и снижает их температуру с 1800—1900 до 950—1000 К, а затем отдают эту теплоту воздуху, нагревая его до 1500—1550 К.

Нагревательные печи с радиационным режимом теплообмена используются для нагрева деталей и заготовок до температуры 1000—1500 К перед последующей их обработкой. Простейшими являются камерные печи периодического действия. Для нагрева тяжелых слитков применяют камерные печи с выдвижным подом. В конвейерных печах перемещение деталей осуществляется с помощью конвейерной ленты, цепей или толкателя. Удельный расход теплоты в них составляет 2—3,5 МДж/кг. Для нагрева тяжелых отливок применяют туннельные печи (рис. 3.25), представляющие собой длинную (до 80 м) рабочую камеру, вдоль которой по уложенным в ней рельсам *4* движутся тележки *2* с нагреваемыми отливками *1*. Горелки *3* установлены в боковых стенах печи.

Топливные печи с конвективным режимом теплообмена. В низкотемпературных печах для отпуска и термической обработки деталей, сушильных и ванных с рабочей температурой до 800 К преобладает конвективный теплообмен. Поскольку температура рабочего пространства низкая, топливо сжигают вне рабочего пространства в выносных топках.

В ванных печах в качестве рабочих сред используются расплавы солей ($NaNO_3$, KNO_3, NaCN, KCN и др.), которые имеют более высокую теплопроводность, по сравнению с газами, и более равномерное распределение температур, что обеспечивает высокую равномерность нагрева изделий. Вследствие больших коэффициентов теплоотдачи от жидкости к металлу обеспечивается высокая скорость нагрева в ваннах. Конструкция ванной печи (рис. 3.26) определяется условиями нагрева тигля, выполненного из жароупорной стали. Обогрев тигля производится с помощью горелок

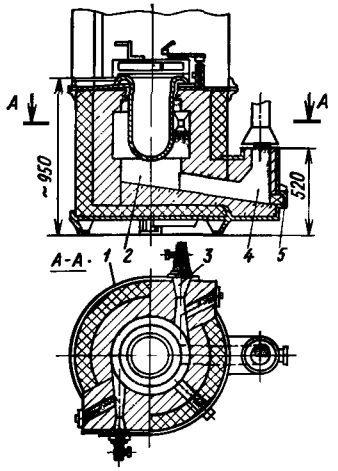


Рис. 3.26.
Схема ванной печи:
1 — изоляция, *2* — камера горения, *3* — горелка, *4* — дымовой канал; *5* — сточное отверстие

3 или форсунок, тангенциально расположенных в камере сгорания.

Топливные печи со слоевым режимом. В печах со слоевым режимом обрабатываемый материал располагается по всему объему рабочего пространства шахты, в которой горячие газы движутся навстречу опускающемуся материалу. Различают три вида слоевого режима: с плотным (фильтрующим) слоем кускового материала (шахтные печи); с разуплотненным, энергично перемешиваемым слоем зернистого материала (печи с кипящим слоем); со взвешенным слоем мелко раздробленного пылевидного материала. Наиболее распространенными шахтными печами в металлургии являются доменные печи и вагранки.

Доменная печь (рис. 3.27), предназначенная для выплавки чугуна из железных руд, представляет собой высокую (до 35 м) шахту *2* круглого сечения, внутренняя часть которой выложена огнеупорными материалами. В шахту сверху непрерывно загружается шихта, состоящая из кокса и агломерата (продукт спекания измельченной железной руды и флюсов), здесь же отводится доменный газ. Теплота, выделяемая в результате горения кокса, расходуется на расплавление материалов шихты и образование чугуна и шлака, которые выпускаются периодически, каждые 2–2,5 ч, через специальные чугунные летки *6*, расположенные в нижней части печи – горне *7*.

Воздух, вдуваемый в горн доменной печи, предварительно нагревается в регенеративном воздухоподогревателе до 1300–1550 К. Давление газов в печи достигает 0,3–0,5 МПа. Температура в фурменной зоне составляет 2100–2300 К, а температура выпускаемого из печи чугуна равна 1750–1800 К. Тепловой КПД печи 42–45% обеспечивается при расходе кокса 550–600 кг на 1 т чугуна. Доменная печь вырабатывает 1600–1900 м^3/т доменного газа с теплотой сгорания 3,8–4,2 кДж/м^3. В целях экономии дефицитного кокса

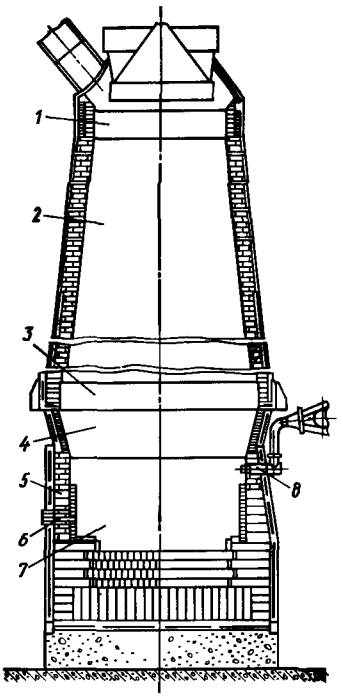


Рис. 3.27.
Схема доменной печи:
1 – колошник; *2* – шахта; *3* – распар; *4* – заплечики; *5* – шлаковая летка; *6* – чугунная летка; *7* – горн; *8* – воздушная фурма

в горн доменной печи вдувают природный газ или мазут, а для интенсификации процесса горения – кислород.

Вагранка предназначена для переплавки доменного литейного чугуна и чугунного лома. Шихта, включающая чугун, железный лом, флюсы и кокс, загружается в виде кусков в футерованную шахту (диаметром до 2 м) через загрузочное окно и падает вниз. Воздух давлением 2–10 кПа вдувается в нижнюю часть шахты через фурмы. Образовавшиеся продукты сгорания поднимаются вверх, отдавая теплоту шихте. Расплавленный чугун стекает в копильник, откуда периодически или непрерывно выпускается. В современных вагранках для увеличения срока службы футеровки применяют наружное водяное

охлаждение. Для интенсификации процессов воздух подогревается до 750 К в рекуператорах с индивидуальным отоплением.

Расход кокса в вагранке существенно меньше, чем в доменной печи.

Обжиговые шахтные печи предназначены для обжига материалов (железных руд, известняка и т. п.), их делят на пересыпные и с выносными топками. В пересыпных печах твердое кусковое топливо (кокс, антрацит) загружается вместе с материалом. Конструкции этих печей аналогичны конструкции доменной печи или вагранки. Отличие состоит в том, что в нижней части шахты устанавливается механическое устройство для выгрузки обожженного продукта. Кроме того, воздух подается не через фурмы, а через решетку разгрузочного устройства. Шахтные печи с выносными топками применяют для обжига сравнительно легкоплавких материалов продуктами сгорания, поступающими из топок в среднюю часть шахты. Нижняя часть шахты, как и в пересыпных печах, служит для охлаждения обожженного материала. Для этого через нее пропускают определенное количество воздуха.

Печи с кипящим слоем для обжига и сушки зернистых материалов выполняют как постоянного, так и переменного по высоте сечения. Высота кипящего слоя достигает 1 м при давлении воздуха перед печью до 10–12 кПа.

Печи с теплогенерацией. К числу печей с теплогенерацией относится конвертер для получения стали из жидкого чугуна и стального лома (20–25 %) путем окисления элементов C, Si, Mn, P и S до пределов, соответствующих составу стали.

Реакции окисления примесей сопровождаются выделением теплоты, достаточной для нагрева стали до заданной температуры. Окисление осуществляется путем продувки жидкого чугуна воздухом (бессемеровский процесс) или кислородом (кислородно-конвертерный процесс).

Вследствие низкого качества выплавляемого металла и особых требований к составу чугуна конвертеры с воздушным дутьем практически вытеснены кислородными.

Кислородный конвертер (рис. 3.28) состоит из корпуса *1* диаметром до 8 м и днища *4*, футерованных огнеупорным кирпичем, опорных подшипников *2*, станин *5* и механизма поворота *3*, позволяющего поворачивать конвертер на любой угол вокруг горизонтальной оси. Продувка кислородом производится через специальную водоохлаждаемую фурму, вводимую в горловину конвертера. Наконечник фурмы имеет несколько (3–4) сопл Лаваля диаметром 30–50 мм, обеспечивающих скорость струи с числом $Ma \approx 2$ при давлении кислорода 1–1,4 МПа. Наконечник устанавливается на высоте 1–2 м от уровня ванны. Продолжительность продувки составляет 20–25 мин. Газ, отходящий из конвертера с температурой около 2000 К, состоит из 90 % CO и 10 % CO_2 и имеет теплоту сгорания 10–12 МДж/м^3. Преимуществом конвертеров является высокая производительность без расхода топлива, недостатком – невозможность использования большого количества скрапа в шихте.

В топливных печах химической промышленности, применяемых при производстве тех или иных продуктов, часто протекают химические процессы, сопровождающиеся выделением или поглощением теплоты. Так, промышленный способ производства фосфора основан на реакции восстановления природного фосфорита углеродом в присутствии двуокиси кремния, протекающей при высоких температурах в печах (1600–1800 К),

$$Ca_3(PO_4)_2 + 3SiO_2 + 5C \rightarrow 3CaSiO_3 + 5CO + P_2 - 1382 \text{ кДж}.$$

При обжиге колчедана протекает экзотермическая реакция

$$4FeS_2 + 11O_2 \rightarrow Fe_2O_3 + 8SO_2 + 3415{,}7 \text{ кДж}.$$

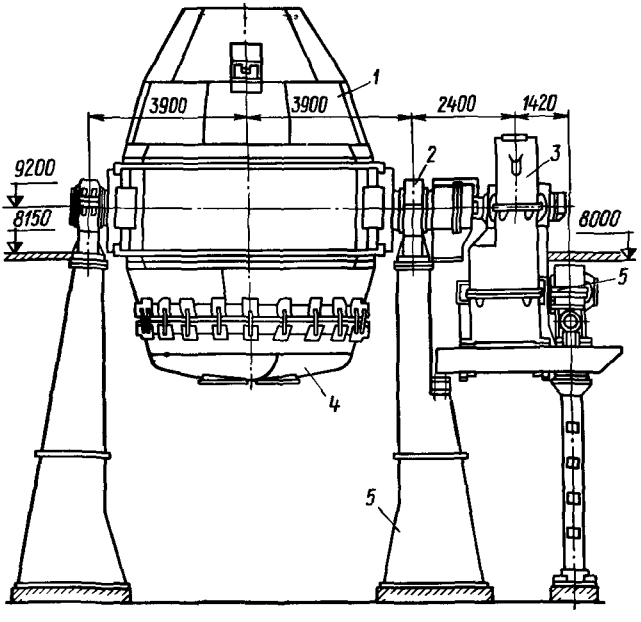


Рис. 3.28.
Схема конвертера

Электропечи

Электропечи обладают существенными преимуществами по сравнению с топливными печами: обеспечивают большие скорости нагрева и высокую производительность, легкость и точность регулирования теплового режима, возможность нагрева отдельных участков изделия, легкость герметизации и возможность нагрева в вакууме, лучшие условия труда, более высокий КПД (отсутствуют потери с уходящими газами). Основным недостатком таких печей является большая стоимость электроэнергии по сравнению со стоимостью топлива. Условия теплообмена в рабочем пространстве электропечей определяются способом преобразования электрической энергии в тепловую.

В дуговых электропечах превращение электрической энергии в тепловую происходит излучением от электрической дуги, температура в которой достигает 5000–6000 К. В дуговых печах прямого действия (рис. 3.29) дуга *5* возникает между электродами *4* и нагреваемым металлом. В дуговых печах косвенного действия дуга горит между электродами на некотором расстоянии от металла. Для облегчения условий работы футеровки таких печей их обычно выпол-

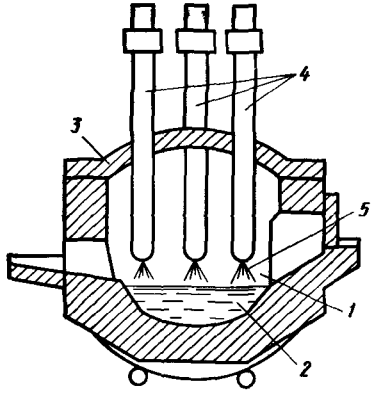


Рис. 3.29.
Схема дуговой электропечи прямого действия:
1 – плавильное пространство; *2* – ванна; *3* – свод; *4* – электроды; *5* – электрическая дуга

няют вращающимися вокруг продольной оси. Дуговые электропечи имеют КПД, примерно равный 85 %, и в настоящее время являются основными печами (вместимостью 50 – 200 т) для производства качественных сталей. Удельный расход электроэнергии при плавлении составляет 1,3 – 1,8 МДж/кг.

Для плавления особо тугоплавких материалов применяются плазменные печи. По конструкции они подобны дуговым, но вместо электродов в них устанавливаются плазменные горелки – плазмотроны. В плазмотронах дуговой разряд используется для получения потока ионизированного газа-плазмы со сверхзвуковыми скоростями и высокой температурой (10000 – 20000 К), развиваемой благодаря эффекту сжатия при электрическом разряде в очень небольшом объеме ионизированного потока газа. Недостаток плазменных печей – малая стойкость плазмотронов.

В индукционных печах (рис. 3.30) нагрев происходит за счет выделения теплоты непосредственно в нагреваемом металле вихревыми токами, наводимыми в нем переменным магнитным полем, которое создается переменным электрическим током при прохождении его через катушку-индуктор *1*. В плавильных индукционных печах имеются более благоприятные условия для получения чистого металла, так как отсутствуют такие источники загрязнения, как газы или электроды. Индукционные печи работают на токе промышленной частоты или на токах повышенной частоты (до 10 кГц). Удельный расход электроэнергии при плавлении составляет 1,8 – 3 МДж/кг. Следует отметить, что использование железного сердечника приводит к уменьшению рассеивания магнитного поля и снижению таким образом потери энергии.

В печах сопротивления теплота выделяется при прохождении электрического тока через проводник. В печах сопротивления прямого нагрева (печах-теплогенераторах) нагреваемое изделие включается непосредственно в цепь через понижающий трансформатор, и теплота выделяется в нем самом. Подобные печи обычно используются для нагрева деталей, имеющих форму прутков, стержней или труб. В электропечах сопротивления

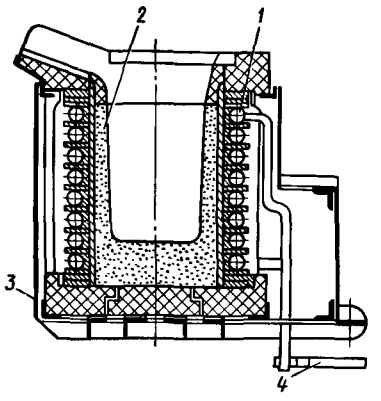


Рис. 3.30.
Схема индукционной печи:
1 – катушка-индуктор; *2* – тигель; *3* – каркас; *4* – токоподводящие шины

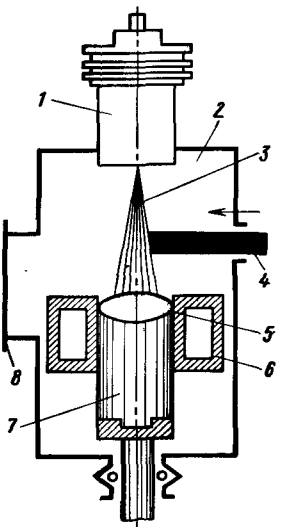


Рис. 3.31.
Схема электронно-лучевой печи:
1 – электронная пушка; *2* – рабочая камера; *3* – электронный луч; *4* – переплавленный металл; *5* – жидкая ванна; *6* – кристаллизатор; *7* – слиток; *8* – патрубок вакуум-насоса

косвенного нагрева (печах-теплообменниках) теплота передается нагреваемому изделию от нагревательных элементов, расположенных на стенах, своде и поду печи. Подавляющее большинство печей сопротивления относится к печам косвенного нагрева (с радиационным или конвективным режимом теплообмена). В промышленности применяются самые разнообразные конструкции таких печей – камерные, шахтные, конвейерные, барабанные, проходные и т. п.

Электронно-лучевые печи применяются для получения особо чистых сталей, тугоплавких металлов и сплавов. В электронно-лучевых печах (рис. 3.31) происходит превращение кинетической энергии разогнанных до больших скоростей электронов в теплоту при их ударе о поверхность нагреваемого металла. Электроны генерируются электронной пушкой при глубоком вакууме (около 0,1 Па). КПД электронно-лучевой печи составляет 8 – 10 %.

Тепловой баланс и элементы расчета печей

При проектировании печи тепловой баланс составляется для определения расхода топлива в топливных печах или мощности в электропечах. Обычно тепловой баланс составляют на единицу времени, а для печей периодического действия – на период обработки. Рассмотрим поступление теплоты (Вт) в печи.

Теплота сжигания топлива или превращения электрической энергии в тепловую

$$Q_{хт} = BQ^{р}_{н} \text{ или } Q_{эл} = N,$$

где B – расход топлива, кг/с; N – электрическая мощность.

Физическая теплота, вносимая подогретым воздухом,

$$Q_{фв} = BV_{в}c_{в}t_{в},$$

где $V_{в}$ – расход воздуха на 1 кг топлива, м^3/кг; $c_{в}$ – средняя объемная теплоемкость воздуха, Дж/(м^3 · К); $t_{в}$ – температура подогрева воздуха, °С (для электрических печей $Q_{фв} = 0$).

Физическая теплота, вносимая подогретым топливом,

$$Q_{фт} = Bc_{т}t_{т},$$

где $c_{т}$ – теплоемкость топлива, Дж/(кг·К); $t_{т}$ – температура топлива.

Кроме того, в печь поступает теплота $Q_{э}$ экзотермических химических реакций, протекающих в печи.

Расход теплоты (в Вт), поступившей в печь, определяется полезной теплотой и потерями. Полезная теплота, расходуемая на нагрев материалов,

$$Q_{п} = Gc_{м}(t_{мк} - t_{мн}),$$

где G – производительность печи, кг/с; $c_{м}$ – средняя теплоемкость материала, Дж/(кг · К); $t_{мк}$ и $t_{мн}$ – соответственно конечная и начальная температура материала, °С.

Для плавильных печей необходимо учитывать также скрытую теплоту плавления.

Теплота, уносимая уходящими газами (для электрических печей $Q_{уг} = 0$),

$$Q_{уг} = BV_{уг}c_{уг}t_{уг},$$

где $V_{уг}$ – количество продуктов сгорания на 1 кг топлива, м^3/кг; $c_{уг}$ – средняя теплоемкость газов, Дж/(м^3 · К); $t_{уг}$ – температура уходящих газов, °С.

Потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива (для электропечей $Q_{н} = 0$)

$$Q_{н} = (0{,}03 \div 0{,}05)\,BQ^{р}_{н}.$$

Потери теплоты в результате передачи ее через кладку

$$Q_{кл} = A_{кл}(t_{кл} - t_{в})/(\delta/\lambda + 1/\alpha),$$

где $A_{кл}$ – площадь наружной поверхности кладки, м^2; $t_{кл}$ – температура внутренней поверхности кладки, °С; $t_{в}$ – температура окружающего воздуха, °С;

δ – толщина кладки, м; λ – коэффициент теплопроводности кладки, Вт/(м · К); α – коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, Вт/(м^2 · К), $\alpha = 10 \div 12$ Вт/(м^2 · К).

Теплота, затраченная на нагревание транспортирующих устройств,

$$Q_{тр} = G_{тр} c_{тр} (t_{трк} - t_{трн}),$$

где $G_{тр}$ – масса транспортирующих устройств, проходящих через печь в единицу времени, кг/с; $c_{тр}$ – средняя теплоемкость устройств, Дж/(кг · К); $t_{трк}$ и $t_{трн}$ – соответственно конечная и начальная температуры транспортирующих устройств.

Следует отметить, что возможные другие неучтенные потери теплоты $Q_{нп}$ на излучение через открытые окна печи, на нагрев охлаждающей воды, на аккумуляцию кладки в печах периодического действия и т. п. принимают обычно равными 10–15 % суммы всех потерь теплоты. Суммируя поступления и расходы теплоты, получим уравнение теплового баланса в виде

$$Q_{хт} + Q_{фв} + Q_{фт} + Q_э = Q_п + Q_{уг} + Q_н + Q_{кл} + Q_{тр} + Q_{нп}.$$

Из этого уравнения можно найти расход топлива для топливных печей или мощность, потребляемую в электропечах. Тепловая производительность (в Вт) топливной печи

$$Q = BQ_н^р;$$

удельный расход теплоты (в Дж/кг) на 1 кг продукции

$$q = BQ_н^р/G;$$

КПД

$$\eta = Q_п/(Q_{хт} + Q_{фв} + Q_{фт}).$$

Эксергетический КПД печи может быть определен так же, как котла, по уравнению (3.20).

Расчет печей включает расчет горения топлива в топливных печах, определение времени нагрева (плавления) материала, основных размеров печи, расхода топлива в топливных печах или мощности в электропечах, расчет вспомогательного оборудования (рекуператоров, горелок и т. п. в топливных печах или нагревательных элементов, индукторов и т. п. в электропечах), аэродинамический расчет. Расчет процесса горения с определением количества воздуха, необходимого для горения, количества и состава продуктов сгорания и температуры горения производится по уравнениям горения на основе состава топлива.

Время нагрева тел в печах вычисляется с помощью номограмм, построенных на основе критериальных уравнений нестационарной теплопроводности тел простейшей формы (пластина, цилиндр, шар). Так, для пластины толщиной 2δ критериальное уравнение имеет вид

$$\theta = \theta(\mathrm{Bi}, \mathrm{Fo}, x/\delta),$$

где $\theta = (T - T_0)/(T_н - T_0)$ – безразмерная избыточная температура; $\mathrm{Bi} = \alpha\delta/\lambda$; $\mathrm{Fo} = at/\delta^2$; x – расстояние от центра тела, м; δ – расчетная прогреваемая толщина, м; T – температура нагреваемого тела, К; $T_н$ – начальная температура тела, К; a – коэффициент температуропроводности, м^2/с; t – время, с.

Время плавления (нестационарный процесс) тел, нагретых на поверхности до температуры плавления ($T_п = T_{пл}$), определяется также с помощью номограмм, построенных по критериальным уравнениям, содержащим кроме критерия Fo критерии, включающие скрытую теплоту плавления. Размеры печи рассчитывают по заданным ее производительности и продолжительности нагрева. Например, ширина B и длина L (в м) паза методической печи определяются выражениями

$$B = kb + (k + 1)a; \; L = Pt/(b\delta\rho k),$$

где k – число рядов заготовок; b – ширина заготовки, м; P – производительность печи, кг/с; t – время пребывания металла в печи, с; δ – толщина заго-

товки, м; ρ – плотность металла, кг/м^3; a – зазор между заготовками, а также заготовками и стенками печи, $a = 0{,}15 \div 0{,}2$ м.

Расход топлива в топливных печах или мощность в электрических определяется на основе рассмотренного выше теплового баланса печи. Рекуператоры для подогрева воздуха рассчитывают, как теплообменные аппараты, по уравнениям теории теплообмена. Газовые горелки (форсунки) подбирают по производительности и давлению газа (мазута). Расчет нагревателей электропечей сопротивления проводят по заданной мощности печи, геометрическим размерам и напряжению питающей сети с учетом конечной температуры нагрева материала.

Аэродинамическим расчетом оценивают сопротивление воздушного и газового трактов печи и подбирают вентиляторы и дымососы. Сопротивление газового тракта (в Па) является суммой сопротивления трения $\Delta p_{тр}$ и местных сопротивлений $\Sigma\Delta p_м$:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Sigma\Delta p_м.$$

Сопротивление трения

$$\Delta p_{тр} = 0{,}5\lambda\rho w^2 l/d,$$

где λ – коэффициент трения; l – длина канала, м; w – скорость газа, м/с; d – гидравлический диаметр, м.

Коэффициент трения зависит от числа Re, и при ламинарном режиме ($Re < 2300$)

$$\lambda = 64/Re,$$

при турбулентном

$$\lambda = 0{,}11\,(\Delta/d + 68/Re)^{0{,}25},$$

где Δ – высота неровностей стенок канала, мм.

Местные сопротивления

$$\Delta p_м = 0{,}5\zeta\rho w^2.$$

Коэффициент местного сопротивления ζ находится по справочным данным в соответствии с формой местного сопротивления. По расходу воздуха (газа) и сопротивлению тракта с помощью уравнения (3.26) определяется мощность и подбирается вентилятор (дымосос).

4. ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ И КОМБИНИРОВАННЫЕ УСТАНОВКИ

Установки с паровыми и газовыми турбинами преобразуют тепловую энергию, получаемую от органического или ядерного топлива, Солнца, геотермальных и других источников энергии, в механическую энергию на валах паровых или газовых турбин или в механическую и электрическую энергию, если, например, в комбинированную установку (КУ) включен МГД-генератор.

Паротурбинная установка (ПТУ) работает по замкнутому циклу; если пренебречь утечками, то в установке циркулирует одно и то же количество пара. ПТУ устанавливаются на конденсационных электростанциях (КЭС) и вырабатывают электроэнергию, на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) и вырабатывают кроме электрической энергии тепловую, включаются в технологический цикл производства, используя пар, образующийся в технологических процессах, для привода других машин и механизмов (воздуходувки, насоса, гребного винта и пр.).

Газотурбинная установка (ГТУ) открытого цикла, одна из схем которой показана на рис. 4.1, в общем случае состоит из компрессора (или компрессоров) *1*, сжимающего рабочее тело – воздух или газ – и потребляющего мощность; нагревателя – камеры (или камер) сгорания *6*, в которую насосом *3* подается органическое топливо, либо воздушного котла (в ГТУ замкнутого цикла на органическом топливе), либо ядерного реактора (в атомных замкнутых ГТУ); газовой турбины (или турбин) *4*, в которой расширяется газ, производя работу; потребителя мощности (электрогенератора, гребного винта, ведущего колеса, реактивного сопла, воздушного винта, газового компрессора и др.) *5*; промежуточных воздухо- или газоохладителей *2*; теплообменника-регенератора (рекуператора) или котла-утилизатора *7*.

По назначению ГТУ делят на стационарные, транспортные и авиационные. Стационарные энергетические ГТУ служат для выработки электрической и тепловой энергии на электростанциях, привода компрессоров и насосов на газо- и нефтепроводах, подачи дутьевого воздуха или выработки электроэнергии (а иногда и теплоты) на промышленных предприятиях (нефтеперерабатывающих и химических заводах, домнах и др.).

Транспортные ГТУ являются приводами гребных винтов, водометных движителей или воздушных винтов на кораблях и судах, ведущих колес локомотивов или автомобилей. Авиационные ГТД служат для привода воздушных винтов или создания реактивной тяги самолетов.

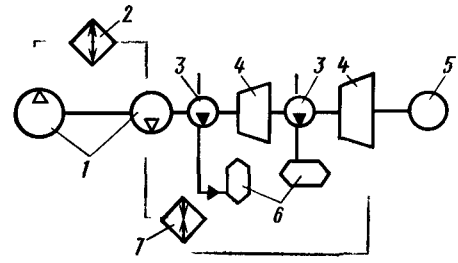


Рис. 4.1.
Схема ГТУ открытого цикла

Паротурбинная установка – энергетическая установка, включающая паровые котлы и паровые турбины.

Газотурбинная установка – конструктивно-объединенная совокупность газовой турбины, компрессора, камеры сгорания, газовоздушного тракта, системы управления и вспомогательных устройств.

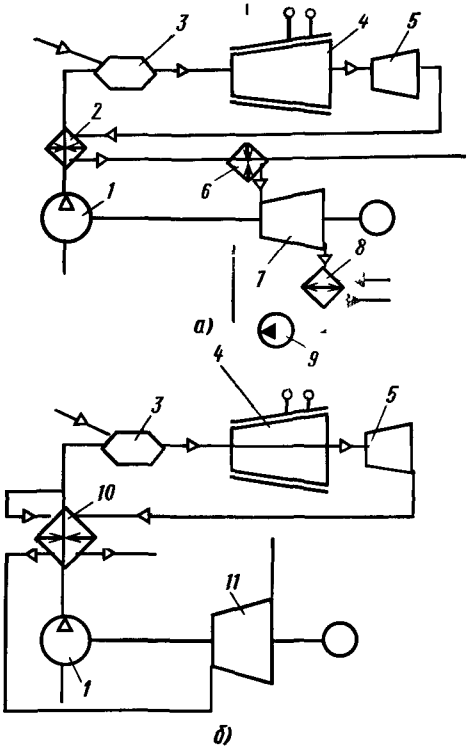


Рис. 4.2.
Схемы простейших КУ с МГД-генератором: *1* – компрессор; *2* – теплообменник; *3* – камера сгорания; *4* – МГД-генератор; *5* – диффузор; *6* – парогенератор; *7* – паровая турбина; *8* – конденсатор; *9* – насос; *10* – воздухоподогреватель; *11* – газовая турбиа

Комбинированные установки с паровыми и газовыми турбинами (парогазовые и газопаровые) применяются в основном на электростанциях большой мощности для выработки электрической и тепловой энергии, а также в качестве главных судовых установок. Они включают основные агрегаты ПТУ и ГТУ; в них два рабочих тела – пар и газ – используются в едином энергетическом комплексе.

При сочетании безмашинного (в МГД-генераторе) и машинного (в турбине) способов преобразования энергии теплота отработавшего в МГД-генераторе газа передается в теплообменниках-регенераторах *2*, парогенераторах *6* (рис. 4.2, *а*), воздухоподогревателях *10* (рис. 4.2, *б*) и т. п. рабочему телу ПТУ или ГТУ.

4.1. Тепловые турбомашины

Классификация, принцип действия и рабочий процесс в паровых и газовых турбинах

Паровые и газовые турбины (рис. 4.3, *а*, *б*) – это тепловые расширительные турбомашины, в которых потенциальная энергия нагретого и сжатого пара (газа) при его расширении в лопаточном аппарате превращается в кинетическую энергию, а затем в механическую работу на вращающемся валу. К турбомашинам относятся и турбокомпрессоры (рис. 4.3, *в*, *г*), преобразующие механическую энергию, подводимую к валу, в потенциальную энергию сжатого воздуха (газа) при его торможении в лопаточном аппарате. Вращающиеся лопатки, закрепленные на роторе турбомашины, изменяют полную энтальпию рабочего тела, при этом производится положительная (в турбинах) или отрицательная (в компрессорах) работа.

Ступени осевой турбомашины образуют проточную часть. Процесс расширения в осевой турбине или сжатия в осевом компрессоре происходит в одной или нескольких ступенях.

В зависимости от характера расширения рабочего тела различают активные и реактивные ступени турбины. В актив-

Паровая и газовая турбины – турбины, в которых в качестве рабочего тела используется соответственно пар и газ. **Ступень** – это совокупность неподвижного соплового аппарата и вращающегося рабочего колеса (в турбине) или вращающегося рабочего колеса и неподвижного спрямляющего аппарата (в компрессоре).

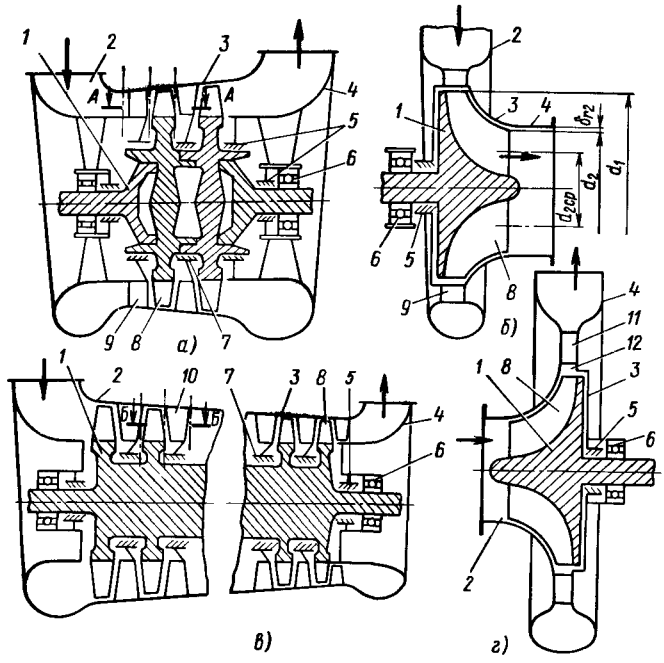


Рис. 4.3.
Схемы основных типов турбин и турбокомпрессоров:
а – осевая турбина; *б* – радиально-осевая (центростремительная) турбина; *в* – осевой компрессор; *г* – центробежный компрессор; *1* – ротор; *2* – входной патрубок (улитка); *3* – корпус; *4* – выходной патрубок (улитка); *5* – концевые уплотнения; *6* – подшипниковые узлы; *7* – промежуточные уплотнения; *8* – рабочая лопатка; *9* – сопловая лопатка; *10* – спрямляющая лопатка; *11* – лопаточный диффузор; *12* – безлопаточный диффузор

ных ступенях потенциальная энергия пара (газа) преобразуется в кинетическую только в сопловых аппаратах, и кинетическая энергия используется для вращения рабочих лопаток. В реактивных ступенях расширение рабочего тела начинается в сопловом аппарате и продолжается в каналах рабочих лопаток, имеющих конфигурацию реактивного сопла. Полезная работа совершается в активной ступени только вследствие изменения направления потока рабочего тела, а в реактивной еще благодаря силе реакции, возникающей при расширении рабочего тела в межлопаточных каналах.

Турбомашины классифицируют по нескольким признакам. По направлению течения рабочего тела различают осевые (рис. 4.3, *а*, *в*) и радиально-осевые или радиальные (рис. 4.3, *б*, *г*) турбомашины. В осевых турбинах пар (газ) движется в основном в направлении, параллельном оси турбины; в радиальных поток направлен от периферии к оси ротора (центростремительные турбины, рис. 4.3, *б*) или от оси к периферии (центробежные турбины); радиальные турбокомпрессоры обычно называют центробежными (рис. 4.3, *г*).

Осевая многоступенчатая турбина (рис. 4.3, *а*) состоит из вращающегося ротора *1* и неподвижного корпуса *3*. Ротор несет ряды закрепленных на нем рабочих лопаток *8*. Перед каждым рядом рабочих лопаток в корпусе устанавливаются сопловые лопатки *9* (в паровых турбинах их часто называют направляющими). Для уплотнения зазоров между ротором и корпусом применяются кон-

цевые 5 и промежуточные 7 уплотнения. Для подвода и отвода рабочего тела служат соответственно входной 2 и выходной 4 патрубки, выполняемые либо в виде улиток, как показано на рис. 4.3, *а*, либо в виде кольцевых каналов. Принципиальная конструктивная схема осевого турбокомпрессора (рис. 4.3, *в*) подобна схеме турбины.

Радиально-осевая (центростремительная) турбина (рис. 4.3, *б*) включает ротор 1 и корпус 3. Ротор представляет собой рабочее колесо, несущее обычно изготавливаемые за одно целое с ним рабочие лопатки 8. Из входного патрубка (улитки) 2 рабочее тело поступает в сопловой аппарат 9, а затем на рабочее колесо. Иногда сопловой аппарат 9 выполняют без лопаток; в этом случае специально спрофилированная входная улитка служит безлопаточным сопловым аппаратом. Центробежный компрессор (рис. 4.3, *г*) имеет аналогичные элементы.

Понятие о решетках турбомашин и треугольниках скоростей. В общем случае поток рабочего тела в турбомашине является трехмерным неустановившимся (его параметры в любой точке периодически меняются во времени). Анализ работы турбомашин с учетом особенностей рабочего процесса оказывается очень сложным, и поэтому для решения задачи принимается ряд упрощающих допущений: поток рабочего тела считается двухмерным установившимся, параметры во всех точках рассматриваемого поперечного сечения проточной части принимаются одинаковые.

В большинстве ступеней турбомашин определенного типа (турбин или компрессоров) происходят одинаковые процессы, поэтому вначале рассмотрим процесс в одной ступени.

Сопловую и рабочую решетки рассечем цилиндрическими поверхностями (сечения $A-A$ и $Б-Б$, рис. 4.3), оси которых совпадают с осью решетки, развернем

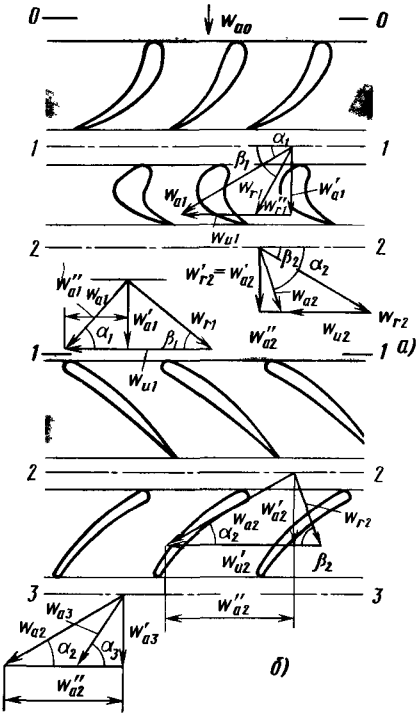


Рис. 4.4.
Схемы плоских решеток профилей осевых турбомашин:
а – турбины; *б* – компрессора

сечения на плоскости и получим плоские решетки профилей (рис. 4.4). Скорости движения рабочего тела в ступени можно представить в виде сторон треугольников: абсолютная скорость w_a, относительная w_r, окружная (переносная) w_u. Расчет ступени обычно проводится по параметрам в осевых зазорах между рядами лопаток (осевые линии, рис. 4.3 и 4.4). Параметры (скорость, температура, давление, углы и т. д.) имеют индексы, соответствующие обозначениям сечений: за сопловым аппаратом (сечение $1-1$) второй индекс «1», за рабочим колесом (сечение $2-2$) второй индекс «2». Проекции скоростей на осевое направление отмечены штрихом сверху, на

Сопловая и рабочая решетка – совокупность определенным образом расположенных в соответствующем ряду сопловых (или спрямляющих) или рабочих лопаток.

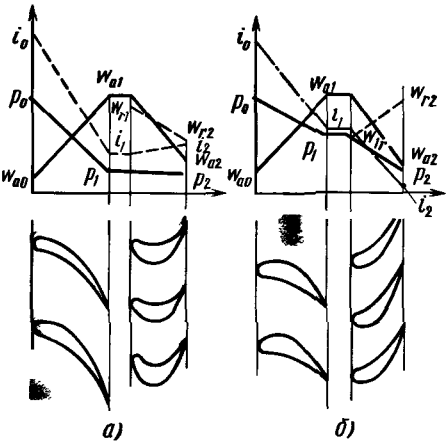


Рис. 4.5.
Изменения давления p, абсолютной w_a и относительной w_r скоростей и энтальпии i в ступенях осевой турбины:
а — в активной; *б* — в реактивной

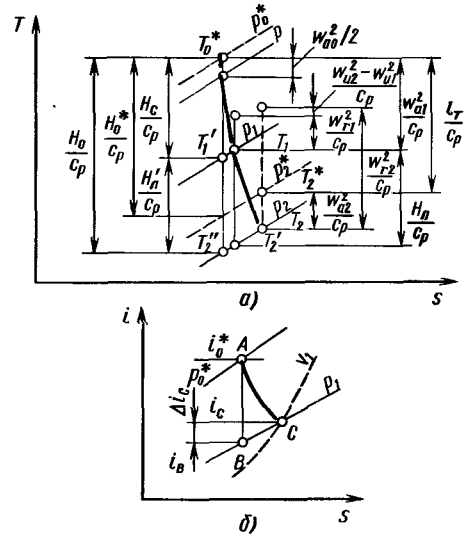


Рис. 4.6.
***si*-диаграммы процессов расширения рабочего тела турбины:**
а — в ступени; *б* — в межлопаточном канале

окружное направление — двумя штрихами сверху.

В ступени турбины давление p_0 перед сопловым аппаратом больше давления p_1 за ним, поэтому поток в сопловом аппарате разгоняется: скорость $w_{a1} > w_{a0}$ (рис. 4.4, *а*). Межлопаточные каналы в любом сечении являются конфузорными (при дозвуковых скоростях w_{a1}) или конфузорно-диффузорными (при сверхзвуковых скоростях w_{a1}).

Ввиду криволинейности межлопаточного канала соплового аппарата поток в нем закручивается и выходит под углом α_1. При окружной скорости w_{u1} рабочего колеса в рассматриваемом цилиндрическом сечении в межлопаточные каналы рабочего колеса поток поступает со скоростью w_{r1}. В этих каналах поток принимает направление, близкое к осевому (обычно $\alpha_2 \approx 85 \div 90°$), причем $w_{a2} < w_{a1}$, и основная часть кинетической энергии струи преобразуется в механическую работу колеса.

Аналогичным образом получаются треугольники скоростей осевого компрессора (рис. 4.4, *б*), у которого давление в каждом лопаточном ряду повышается, а межлопаточные каналы являются диффузорными.

Рабочий процесс в ступенях паровых и газовых турбин. Изменение параметров в ступени турбины в основном определяется соотношением проходных сечений соплового аппарата и рабочего колеса. При некотором соотношении сечений статическое давление p_1 перед рабочим колесом равно давлению p_2 за ним (активная ступень, рис. 4.5, *а*) или больше его (реактивная ступень, рис. 4.5, *б*). При $p_1/p_2 \approx 1{,}0 \div 1{,}05$ ступень условно также считается активной.

Степень реактивности ступени (рис. 4.6) $\rho_т = H'_л/H_0$. Располагаемый теплоперепад в паровой или газовой турбине равен идеальной работе адиабатного расширения, определяемой по уравнению (1.209). Удельная работа $l_т$ турбины, т. е. техническая работа $l_{тех}$, которую

Степень реактивности ступени — отношение части располагаемого теплоперепада $H'_л$ ступени, срабатываемого в рабочем колесе, к полному располагаемому теплоперепаду H_0 ступени.

в действительности производит 1 кг рабочего тела, на основании уравнения (1.196) определяется выражением

$$l_т = q + i_0 - i_2 + 0{,}5(w_{a0}^2 - w_{a2}^2) \qquad (4.1)$$

или $l_т = q + i_0^* - i_2^*$,

где q – теплота, полученная 1 кг рабочего тела в результате теплообмена с внешней средой.

На практике этим теплообменом вследствие его малости пренебрегают, и тогда $l_т = i_0^* - i_2^*$. Значение $l_т$ в паровых турбинах определяют по *si*-диаграмме (см. рис. 1.22) по известным параметрам на входе (p_0^*, T_0^*) и выходе (p_2^*). Расчет газовой турбины обычно ведется по аналитическим зависимостям теплоемкости от температуры и состава газа, и величину $l_т$ удобно определять по формуле $l_т = c_p(T_0^* - T_2^*)$, в которой среднюю удельную теплоемкость c_p приближенно определяют как истинную удельную теплоемкость для средней температуры процесса.

В турбине при адиабатном расширении без потерь

$$l_{т\,ид} = i_0^* - i_{2\,ад}^* = H_т^*,$$

где $H_т^*$ – располагаемый теплоперепад по параметрам торможения.

Если $w_{a2} = 0$, то $l_{т\,ад} = i_0^* - i_{2\,ад} = H_т$ ($H_т$ – полный располагаемый теплоперепад).

Процесс расширения в ступени радиальной турбины изображается в *sT*- или *si*-диаграмме так же, как и для ступени осевой турбины (рис. 4.6, *а*). Отрезок, пропорциональный разности $w_{u2}^2 - w_{u1}^2$, соответствует центробежной турбине, у которой диаметр рабочего колеса увеличивается по ходу рабочего тела, а скорость w_{r2} при этом возрастает. В центростремительной турбине (см. рис. 4.3, *б*) с уменьшением диаметра от d_1 до $d_{2ср}$ и соответственно окружной скорости по ходу рабочего тела скорость w_{r2} снижается.

Основу рабочего процесса в турбинах составляет истечение рабочего тела из межлопаточных каналов неподвижных сопловых аппаратов и вращающихся рабочих колес. Используя формулу (4.1) для определения работы турбины, полагая $l_т = 0$ и $q = 0$ (теплообмен отсутствует) и обозначая параметры за сопловым аппаратом индексом «1» (см. рис. 4.4), получим $i_0 - i_{1\,ад} + 0{,}5(w_{a0}^2 - w_{a1\,ад}^2) = 0$, откуда скорость истечения из идеального сопла (без потерь и теплообмена) в соответствии с выражениями (1.207) и (1.210)

$$w_{a1\,ад} = \sqrt{w_{a0}^2 + 2(i_0 - i_{1\,ад})} = \sqrt{2(i_0^* - i_{1\,ад})} = \sqrt{2H_c},$$

где $H_c = i_0^* - i_{1\,ад}$ – теплоперепад в сопловом аппарате.

Для рабочего тела с показателем адиабаты k по заданным параметрам перед сопловым аппаратом (p_0^*, T_0^*, w_{a0}), давлению p_1 за ним находим теплоперепад $H_c^* = c_p T_0^* - c_p T_1'$, и тогда в соответствии с формулой (1.212)

$$w_{a1\,ад} = \sqrt{2RkT_0^*[1 - (p_1/p_0^*)^{(k-1)/k}]/(k-1)} = \sqrt{2RkT_0^*[1 - \omega_c^{(1-k)/k}]/(k-1)}, \qquad (4.2)$$

где $\omega_c = p_0^*/p_1$ – степень понижения давления в сопловом аппарате.

Потери в соплах вследствие трения о стенки и внутри рабочего тела оцениваются коэффициентом скорости [см. уравнение (1.232)] $\varphi_w \approx 0{,}95 \div 0{,}97$. Потери в каналах вращающихся рабочих лопаток турбины приближенно определяет коэффициент скорости ψ, обычно $\psi < \varphi_w$. Таким образом, действительная скорость истечения из сопла

$$w_{a1} = \varphi_w \sqrt{2RkT_0^*[1 - \omega_c^{(1-k)/k}]/(k-1)}.$$

При сверхзвуковой скорости на выходе искривленность потока достигается во входной дозвуковой (суживающейся) части канала (см. рис. 1.24). Расширяющаяся (сверхзвуковая) часть выполняется прямоосной.

Для сопловых каналов паровых турбин удельный объем v_1 в конце процесса расширения может быть определен по *si*-диаграмме, если нанести на нее адиабатный процесс расширения AB (см.

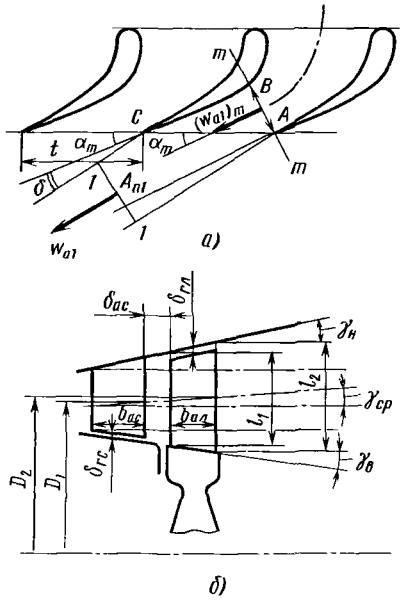


Рис. 4.7.
Схема косого среза сопла и основные размеры проточной части турбины в меридиональном сечении

рис. 4.6, *б*). Так как потери энтальпии в сопловом аппарате $\Delta i_c = (1 - \varphi_w^2) H_c$, то энтальпия действительного процесса расширения $i_c = i_B + \Delta i_c$ и действительная скорость истечения $w_{a1} = \varphi_w w_{a1\,ад} = \varphi_w \sqrt{2H_c}$.

Расширяющееся сопло на переменных режимах работает значительно хуже, чем на расчетном, и коэффициент φ_w существенно снижается. Одинаково удовлетворительно почти на всех режимах работает сопло с косым срезом (треугольник ABC, рис. 4.7, *а*), поэтому сверхкритические перепады в турбинах обеспечиваются с его помощью.

По значению скорости w_{a1} можно найти среднюю осевую скорость перед рабочим колесом

$$w'_{a1} = mv_1/A_{1a},$$

где $A_{1a} = \pi D_1 l_1$ (рис. 4.7, *б*).

По известным значениям скорости w_{a1}, окружной скорости w_{u1} и углу α_1 из треугольника скоростей вычисляется относительная скорость при входе в рабочее колесо

$$w_{r1} = \sqrt{w_{a1}^2 + w_{r1}^2 - 2w_{a1}w_{r1}\cos\alpha_1}.$$

Обычно $\alpha_1 \geqslant 16 \div 17°$. В ряде случаев для увеличения длины лопаток и соответствующего снижения потерь в ступени принимают $\alpha_1 = 12 \div 14°$. Средний угол входа потока на лопатки рабочего колеса (см. рис. 4.4)

$$\beta_1 = \operatorname{arcctg}\left[(w_{a1}\cos\alpha_1 - w_{u1})/w'_{a1}\right].$$

Относительная скорость потока на выходе из рабочего колеса при идеальном истечении $w_{r2ад}$ определяется по значению энтальпии потока в относительном движении по параметрам торможения:

$$i^*_{2ад} = i^*_{1w} + 0{,}5(w_{u2}^2 - w_{u1}^2) \quad \text{или} \quad i_{2ад} + 0{,}5w^2_{r\,2ад} = i_1 + 0{,}5w^2_{r\,1} + 0{,}5(w_{u2}^2 - w_{u1}^2).$$

Так как $i_1 - i_{2ад} = H_л$ (см. рис. 4.6), $w_{r\,2ад} = \sqrt{w^2_{r\,1} + 2H_л + w^2_{u2} - w^2_{u1}}$. Значение $H_л$ при заданном противодавлении p_2 можно вычислить по формуле

$$H_л = RkT_1\left[1 - (p_2/p_1)^{(k-1)/k}\right]/(k-1).$$

Если давление p_2 неизвестно, а задано значение H_0 (это характерно для расчета промежуточных ступеней многоступенчатой турбины), то согласно рис. 4.6

$$H_л = H'_л(T_1/T'_1) = \rho_т H_0 (T_1/T'_1).$$

Действительная относительная скорость

$$w_{r2} = \psi w_{r2ад} = \psi\sqrt{w^2_{r1} + 2H_л + w^2_{u2} - w^2_{u1}}.$$

Если $w_{u2} = w_{u1}$,

то

$$w_{r2} = \psi\sqrt{w^2_{r1} + 2H_л}.$$

По известным параметрам рабочего тела и площади кольцевого сечения за рабочим колесом $A_{2a} = \pi D_2 l_2$ (см. рис. 4.7) определяется осевая скорость за рабочим колесом $w'_{a2} = w'_{r2} = mv_2/A_{2a}$ (обычно $w'_{a2} \geqslant w'_{a1}$) и углы

$$\beta_2 = \arcsin(w'_{a2}/w_{r2}) \text{ и}$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg}(w''_{a2}/w'_{a2}),$$

где $w''_{a2} = w_{r2}\cos\beta_2 - w_{u2}$.

Обычно $\alpha_2 = 80 \div 90^\circ$ в последних ступенях турбин и $\alpha_2 = 70 \div 90^\circ$ в промежуточных. Абсолютная скорость потока за рабочим колесом $w_{a2} = \sqrt{(w'_{a2})^2 + (w''_{a2})^2}$.

По известным элементам треугольников скоростей (см. рис. 4.4, *а*) и параметрам в проточной части ступени в рассматриваемом сечении из уравнения количества движения определяется окружная составляющая силы, действующей на одну лопатку (при $w_{u1} = w_{u2}$), $P_{ил} = m_л[w_{r1}\cos\beta_1 - (-w_{r2}\cos\beta_2)]$ ($m_л$ – расход через один канал), и на все лопатки в ряду $P_u = zm_л P_{ил} = mP_{ил}$. Работа силы на окружности колеса при расходе m

$$l_{um} = w_u P_u = mw_u(w_{r1}\cos\beta_1 + w_{r2}\cos\beta_2) = mw_u(w''_{r1} + w''_{r2}).$$

Поскольку $w_{r1}\cos\beta_1 = w_{a1}\cos\alpha_1 - w_u$ и $w_{r2}\cos\beta_2 = w_{a2}\cos\alpha_2 + w_u$, $l_{um} = mw_u \times (w_{a1}\cos\alpha_1 + w_{a2}\cos\alpha_2) = mw_u(w''_{a1} + w''_{a2})$.

При $w_{u1} \neq w_{u2}$ имеем $l_{um} = m(w''_{r1}w_{u1} + w''_{r2}w_{u2}) = m(w''_{a1}w_{u1} + w''_{a2}w_{u2})$. Удельная работа на окружности колеса

$$l_u = l_{um}/m = w_u(w_{r1}\cos\beta_1 + w_{r2}\cos\beta_2) = w_u(w''_{r1} + w''_{r2}) = w_u(w''_{a1} + w''_{a2})$$

или

$$l_u = w''_{r1}w_{u1} + w''_{r2}w_{u2} = w''_{a1}w_{u1} + w''_{a2}w_{u2}. \quad (4.3)$$

Работа l_u меньше располагаемой работы H_0 на величину потерь энергии в проточной части (в сопловом аппарате Δh_c и в рабочем колесе $\Delta h_л$) и кинетической энергии рабочего тела, вытекающего из ступени, $\Delta h_{в\,с}$. Эти потери оцениваются КПД на окружности колеса

$$\eta_u = l_u/H_0 = 1 - (\Delta h'_c + \Delta h_л + \Delta h_{в\,с})/H_0, \quad (4.4)$$

где $\Delta h'_c = \Delta h_c(T'_2/T_1) \approx \Delta h_c$.

Уменьшение кинетической энергии в сопловом аппарате $\Delta h_c = 0{,}5w^2_{a1ад} - 0{,}5w^2_{a1} = 0{,}5(1 - \varphi_w^2)w^2_{a1ад}$; тогда относительные потери в сопловом аппарате $\xi_c = \Delta h_c/H_0 = (1 - \varphi_w^2)(1 - \rho_т)$. Отсюда следует, что увеличение $\rho_т$ приводит к уменьшению относительных потерь в сопловом аппарате.

Потери в рабочем колесе определяются потерями кинетической энергии на рабочих лопатках (эти потери оцениваются коэффициентом скорости ψ) так, что

$$\Delta h_л = 0{,}5(w^2_{r2ад} - w^2_{r2}) = 0{,}5(1/\psi^2 - 1)w^2_{r2}$$

или

$$\Delta h_л = [0{,}5w^2_{r1} + 0{,}5(w^2_{u2} - w^2_{u1}) + H_л](1 - \psi^2).$$

При $w_{u1} = w_{u2}$ имеем $\Delta h_л = (0{,}5w^2_{r1} + H_л)(1 - \psi^2)$.

Относительные потери в рабочем колесе

$$\xi_л = \Delta h_л/H_0 = \varphi_w^2(1/\psi^2 - 1)(1 - \rho_т)(w_{r2}/w_{a1})^2.$$

Кинетическая энергия, которой располагает поток при выходе из рабочего колеса, не используется в данной ступени и для нее является потерянной. Удельные потери с выходной скоростью $\Delta h_{в\,с} = 0{,}5w^2_{a2}$, относительные потери с выходной скоростью

$$\xi_{в\,с} = h_{в\,с}/H_0 = 0{,}5w^2_{a2}/H_0.$$

С учетом известных значений относительных потерь ξ_c, $\xi_л$ и $\xi_{в\,с}$ выражение для КПД (4.4) на окружности колеса получит вид

$$\eta_u = 1 - \xi_c - \xi_л - \xi_{в\,с}.$$

Если в сопловом аппарате и в рабочем колесе имеются радиальные зазоры δ_{rc} и $\delta_{rл}$ (см. рис. 4.7, *б*), то через их кольцевые площади происходят утечки рабочего тела, а следовательно, уменьшается работа l_u на окружности колеса. Суммарные удельные потери в радиальном зазоре

$$\Delta h_{р\,з} = [\delta_{rc}/(l_1 \sin\alpha_1) + \delta_{rл}/(l_2 \sin\beta_2)]\, l_u \quad (4.5)$$

и соответствующие относительные потери

$\xi_{р.з} = \Delta h_{р\ з}/H_0$.

С учетом потерь в радиальном зазоре мощностной КПД

$$\eta_т' = \eta_u - \xi_{р.з} \qquad (4.6)$$

и лопаточный КПД

$\eta_л' = \eta_т' + \xi_{в.с}$.

В последних ступенях паровых конденсационных турбин и во многих ступенях турбин насыщенного и слабо перегретого пара, применяемых на атомных электростанциях, рабочим телом служит влажный пар. При работе на таком паре КПД ступеней снижается. Относительные потери $\xi_{вл}$ от влажности пара могут быть значительными. Так, в последних трех ступенях турбины К-800-240 потери $\xi_{вл} = 0{,}012 \div 0{,}081$. Еще бóльшие потери от влажности возникают в турбинах без промежуточного перегрева.

Если кинетическая энергия струи, выходящей из ступени, используется в следующей ступени, то потери можно оценивать при помощи КПД ступени по параметрам торможения так, что

$\eta_т^{*\prime} = l_{из}/H_0 = \eta_т' (H_0/H_0^*)$,

где $l_{из} = l_u - \Delta h_{р.з}$ – удельная работа турбины с учетом потерь в радиальном зазоре.

Для оценки работы или мощности на валу турбины кроме указанных потерь необходимо определить относительные потери $\xi_{т.в}$ на трение диска о рабочее тело и вентиляцию газа в межлопаточных каналах рабочего колеса. Потери на вентиляцию возникают в парциальных турбинах, сопловые каналы которых занимают лишь часть полной окружности.

Степень парциальности

$\varepsilon = z_1 t_1/(\pi d_1)$,

где z_1 и t_1 – число и шаг сопловых каналов; d_1 – средний диаметр при выходе из соплового аппарата.

В первых ступенях паровых турбин $\varepsilon \geqslant 0{,}15$, в газовых турбинах обычно $\varepsilon = 1$. Потери на трение и вентиляцию в паровых турбинах значительны, особенно в первых ступенях, где плотность ρ пара велика. Так, в первой (регулирующей) ступени турбины К-800-240 мощностью 800 МВт $\xi_{т.в} = 0{,}015$, а в последующих $\xi_{т.в} = 0{,}001$. В газовых турбинах благодаря сравнительно малой плотности газа эти потери меньше. Затраты мощности (в кВт) на трение и вентиляцию можно оценить по уточненной полуэмпирической формуле А. Стодолы

$$N_{т.в} = 0{,}735\,[1{,}46D^2 + 83\,(1 - \varepsilon)\,Dl] \times \\ \times\, (w_u/100)^3\,\rho, \qquad (4.7)$$

где D – средний диаметр ступени, м; l – длина лопаток, м; w_u – окружная скорость на диаметре D, м/с; ρ – средняя плотность рабочего тела с обеих сторон диска, кг/м^3.

Удельные потери на трение и вентиляцию $\Delta h_{т.в} = N_{т\ в}/7{,}45m$ (кДж/кг), а соответствующие относительные потери $\xi_{т.в} = \Delta h_{т\ в}/H_0$.

Мощностной КПД ступени с учетом потерь на трение и вентиляцию $\eta_т = \eta_т' - \xi_{т.в}$, и тогда КПД по параметрам торможения с учетом этих потерь

$\eta_т^* = \eta_т (H_0/H_0^*)$

и лопаточный КПД ступени

$\eta_л = \eta_т + \xi_{в.с}$.

Внутренний относительный КПД

$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \xi_{т.в} - \xi_{р.з} - \xi_{вл}$,

где $\eta_{ол}$ – относительный лопаточный

Степень парциальности – доля окружности, занятая каналами сопловых лопаток, через которые проходит рабочее тело, или длина дуги, занятая сопловой решеткой, отнесенная к длине окружности.

Внутренний относительный КПД – КПД ступени паровой турбины, учитывающий все виды потерь.

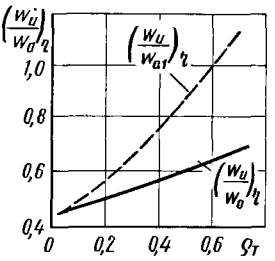


Рис. 4.8.
Влияние степени реактивности $\rho_т$ на отношения $(w_u/w_{a_1})_\eta$ и $(w_u/w_0)_\eta$

КПД. При определении значения $\eta_{ол}$ располагаемый теплоперепад рассматриваемой ступени уменьшается на ту долю кинетической энергии уходящего парового потока $0{,}5\varkappa_{в.с}w_{a2}^2$, которая используется в следующей ступени. Тогда $\eta_{ол} = 1 - \xi_с - \xi_л - (1 - \varkappa_{в.с})\,\xi_{в.с}$.

В современных мощных стационарных, транспортных и авиационных газовых турбинах лопаточный КПД ступени $\eta_л = 0{,}90 \div 0{,}93$; в менее мощных транспортных $\eta_л = 0{,}88 \div 0{,}91$. В средних ступенях мощных паровых турбин на перегретом паре максимальный КПД $\eta_л = 0{,}905 \div 0{,}93$.

Наибольший КПД ступени можно получить лишь при определенных отношениях окружной скорости w_u на среднем радиусе турбины к условной адиабатной скорости $w_0 = \sqrt{2H_0}$ в ступени. Эти значения зависят от степени реактивности (рис. 4.8). В свою очередь, степень реактивности выбирается с учетом относительной длины лопатки так, чтобы в корневом сечении было $\rho_т > 0$.

Рабочий процесс в многоступенчатых паровых и газовых турбинах. При больших располагаемых теплоперепадах для получения высокого КПД применяют многоступенчатые турбины. В одной ступени эффективно сработать большой теплоперепад невозможно, так как не удается выдержать оптимальным отношение $(w_u/w_0)_\eta$ (рис. 4.8). Многоступенчатые турбины позволяют обеспечить работу каждой ступени при оптимальном отношении w_u/w_0, близком или равном $(w_u/w_0)_\eta$; кроме того, энергия, теряемая в предыдущей ступени, используется в последующей.

Многоступенчатые турбины строят со ступенями скорости (в стационарных паровых турбинах вместо термина «ступень скорости» применяют термин «двухвенечная или трехвенечная ступень») и ступенями давления. В турбинах со ступенями скорости почти весь теплоперепад срабатывается в сопловом аппарате, и кинетическая энергия, приобретенная рабочим телом, преобразуется затем в работу в двух-трех венцах рабочих лопаток активного типа, между которыми устанавливаются венцы направляющих аппаратов (рис. 4.9). В современных стационарных паровых турбинах применяют, как правило, двухвенечные ступени. В рабочих колесах и направляющих аппаратах срабатывается лишь небольшая доля теплоперепада. Первая

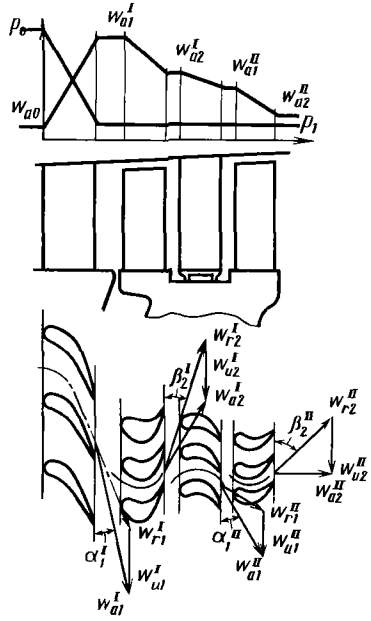


Рис. 4.9.
Схема проточной части двухвенечной турбины со ступенями скорости, изменение параметров в турбине и соответствующие треугольники скоростей (индексы *I*—*II* соответственно для первой и второй ступени)

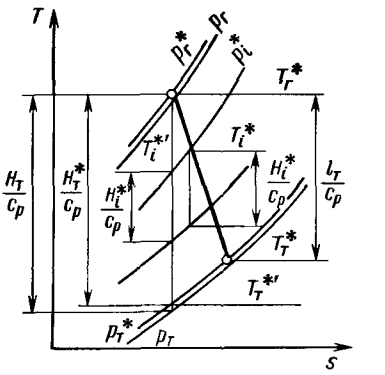


Рис. 4.10.
***sT*-диаграмма процесса расширения в многоступенчатой турбине со ступеиями давления**

ступень скорости (*I*) работает при значениях w_u/w_{a1}, меньших оптимальных. Потери в рабочих лопатках $\xi_{л}^{I}$ и особенно потери с выходной скоростью $\xi_{в.с}^{I}$ в этой ступени велики. Для уменьшения потерь и получения максимального КПД турбины при увеличении числа ступеней скорости до трех угол α_1 следует увеличивать до 20–25°.

Удельные работы (l_{u1} и l_{u2}) на окружности колес соответственно первой ступени и второй (*II*), потери энергии в венцах определяют как для одной ступени. Так, КПД на окружности колеса с двумя ступенями скорости

$$\eta_u = 1 - \xi_c - \xi_{л}^{I} - \xi_{н.а} - \xi_{л}^{II} - \xi_{в.с}^{II}.$$

При небольшой степени реактивности двухвенечной турбины оптимальное отношение $w_u/w_{a1} \approx 0{,}25$. Применение второй ступени скорости оказывается эффективным при условии получения в ней работы l_{u2}; это условие соблюдается при выполнении неравенства

$$\xi_{в.с}^{I} > \xi_{в.с}^{II} + \xi_{н.а} + \xi_{л}^{II}.$$

Потери в радиальных зазорах турбины со ступенями скорости определяются и учитываются для каждой ступени в отдельности по формулам, аналогичным (4.5) и (4.6). Мощностной КПД турбины со ступенями скорости

$$\eta_T' = 1 - \xi_c - \xi_{л}^{I} - \xi_{н.а} - \xi_{л}^{II} - \xi_{в.с}^{II} - \xi_{р.з}.$$

Аналогично потерям в ступени определяются потери на трение и вентиляцию.

Основным типом осевых турбин в ГТУ всех типов являются турбины со ступенями давления. Располагаемый теплоперепад делится между ступенями, и при некоторой окружной скорости w_u, обусловленной прочностью лопаток и дисков, достигается оптимальное отношение w_u/w_{a1} в каждой ступени. Гидравлические потери в $(i-1)$-й ступени многоступенчатой турбины вызывают повышение температуры газа при входе в i-ю ступень ($T_i^* > T_i^{*\prime}$), в результате $H_i^* > H_i^{*\prime}$ (рис. 4.10) и $\Delta H_i^* = H_i^* - H_i^{*\prime} = H_i^{*\prime} \times (T_i^*/T_i^{*\prime} - 1)$. Поэтому сумма располагаемых теплоперепадов по всем ступеням больше H_T^* и определяется соотношением

$$\Sigma H_i^* = (1 + \alpha) H_T^*,$$

где $\alpha = \Sigma H_i^*/H_T^* - 1$ – коэффициент возврата теплоты.

Значение α возрастает с увеличением числа ступеней z, степени понижения давления $\omega_т$ и уменьшением КПД турбины и может быть определено по приближенной зависимости

$$\alpha \approx 0{,}5(z-1)[\omega_T^{(k-1)/k} - 1](1 - \eta_л)/z.$$

Обычно $\alpha = 0{,}02 \div 0{,}03$ в газовых и $\alpha = 0{,}04 \div 0{,}1$ в паровых турбинах.

Число ступеней турбины

$$z = \{[w_0^2/(\mu w_{a2})_{ср}^2](1 + \alpha) - 1\}/\{(w_u^2)_{ср}/[(\mu w_{a2})_{ср}]^2 y_0^2 - 1\}.$$

Полученное значение z округляется до ближайшего целого числа. Здесь $w_0 = \sqrt{2H_т}$ – условная адиабатная скорость полного расширения в турбине; $\mu = 0{,}7 \div 1$ – коэффициент использования скорости при выходе из какой-либо ступени в следующей ступени; средняя величина $(w_{a2})_{ср}^2$ приближенно находится по скоростям w_{a2z} за последней и w_{a21} за первой ступенью: $(w_{a2})_{ср}^2 \approx 0{,}5(w_{a2z}^2 + w_{a21}^2)$; $(w_u^2)_{ср} \approx 0{,}5(w_{u1}^2 + w_{uz}^2)$ – среднее значение квадрата окружной скорости на среднем диаметре перед первым и за

последним рабочим колесом; $y_0 = (w_u/w_0)_\eta$ – оптимальное отношение скоростей для одноступенчатой турбины, определяемое по рис. 4.8, в зависимости от средней степени реактивности $\rho_{т\,ср}$ по всем ступеням турбины. В многоступенчатой газовой турбине можно принимать $\rho_{т\,ср} = 0{,}3 \div 0{,}35$ и соответственно $y_0 = 0{,}55 \div 0{,}6$. В цилиндрах высокого и среднего давления паровых турбин величина $\rho_т$ по ступеням увеличивается от 0,2 до 0,4, в цилиндре низкого давления – от 0,3 до 0,7.

Степень реактивности в ступенях на среднем диаметре обычно выбирают в зависимости от относительной длины лопатки так, чтобы у корня $\rho_{тк} \geqslant 0{,}05 \div 0{,}1$. Степень реактивности на среднем диаметре обычно постепенно возрастает от первой ступени к последней.

Теплоперепад в турбине $H_т(1 + \alpha)$ по ступеням распределяется пропорционально квадрату окружной скорости. Например, в i-й ступени

$$H_i = H_т(1 + \alpha)\, w_{ui}^2 / z \Sigma w_{ui}^2.$$

При определении располагаемого теплоперепада во всех ступенях, кроме первой, следует учитывать скорость подтока газа к сопловому аппарату этой ступени. В первой ступени высокотемпературной охлаждаемой турбины обычно выбирается увеличенный теплоперепад для понижения температуры в последующих ступенях, которые в этом случае могут быть неохлаждаемыми.

Конструктивные особенности паровых турбин и газотурбинных двигателей

Паровые турбины. На конструкцию паровой турбины влияют начальные параметры пара (до- и сверхкритические), режим ее работы (базовый, пиковый или полупиковый), конечная влажность пара, особенности технологии изготовления и другие факторы. Турбины делят по внутренним конструктивным признакам на активные и реактивные. Для активных турбин характерно наличие перегородок-диафрагм, в которых располагаются неподвижные сопловые лопатки. Диафрагмы разделяют диски так, что две соседние диафрагмы образуют камеру, в которой располагается диск с рабочими лопатками. В реактивных паровых турбинах рабочие лопатки обычно крепят к ротору барабанного типа, а сопловые – к корпусу турбины или в обоймах

Конденсационные турбины мощностью до 50 МВт, как правило, выполняются одноцилиндровыми. При бо́льших мощностях турбины включают цилиндр высокого давления (ЦВД), цилиндр среднего давления (ЦСД) и один или несколько цилиндров низкого давления (ЦНД). Цилиндры турбины могут быть одностенными (однокорпусными) и двухстенными (двухкорпусными).

В турбинах со сверхкритическими параметрами конструкция ЦВД в наиболее горячей части по существу является трехстенной, так как в двойном корпусе устанавливаются сопловые коробки, через которые подводится пар и в которых смонтированы сопла регулирующей ступени. Корпуса паровых турбин для удобства сборки и разборки обычно имеют разъем по горизонтальной плоскости. В ЦСД, ЦНД и в одноцилиндровых турбинах корпус иногда имеет не только горизонтальный разъем, но и вертикальный, что облегчает его механическую обработку и транспортирование. ЦВД и ЦСД отливают из чугуна или стали, иногда эти цилиндры выполняют сварно-литыми. Корпуса ЦНД и выходные патрубки конденсационных турбин обычно изготовляют сварными из листовой углеродистой стали.

Роторы паровых турбин могут быть дисковыми (рис. 4.11, *а*) или барабанными (рис. 4.11, *б*). Дисковая конструкция характерна для турбин активного типа, барабанная – реактивного.

В большинстве стационарных и транспортных паровых турбин применяются подшипники скольжения.

В качестве примера рассмотрим паровую конденсационную турбину К-160-130 (рис. 4.12) номинальной мощностью

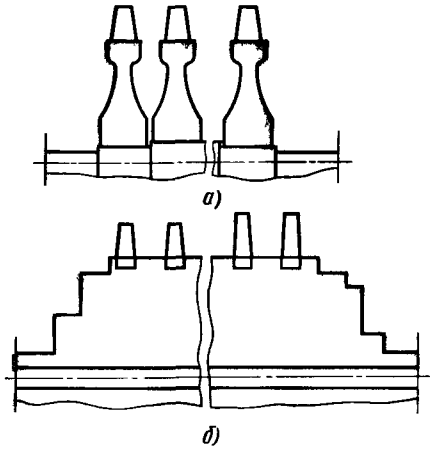


Рис. 4.11.
Схемы роторов паровых турбин

160 МВт (производственное объединение «Харьковский турбинный завод» им. С. М. Кирова, ХТГЗ). Параметры свежего пара 12,75 МПа и 838 К, частота вращения ротора 50 $с^{-1}$, давление промежуточного перегрева пара 2,8 МПа, температура 838 К, конечное давление 0,00343 МПа, температура охлаждающей воды 285, питательной 502 К, расход пара 127 кг/с. Турбина предназначена для непосредственного (без редуктора) привода генератора переменного тока. Установка имеет отборы пара на регенерацию (семь отборов) и теплофикацию. Двухцилиндровая турбина включает ЦВД (рис. 4.12, *а*) с частями высокого давления (ЧВД) *8* и среднего (ЧСД) *12* давления и двухпоточный ЦНД (рис. 4.12, *б*). КПД установки составляет 43,7%, удельная масса турбины (без конденсатора и вспомогательного оборудования) 2,6 кг/кВт. Длина последней рабочей лопатки 780 мм при среднем диаметре 2125 мм. В корпусе ЦВД проточные части ЧВД и ЧСД разделены диафрагмой *10*, которая отделяет камеры *9* отбора пара на промежуточный перегрев и впуска пара *11* после промежуточного перегрева.

В этой турбине впервые в отечественной практике применена сварно-кованая конструкция ротора *20* цилиндра низкого давления. При такой технологии изготовления повысилась жесткость ротора: его рабочая частота вращения ниже критической.

Каждая из четырех сопловых коробок *2* ЦВД, соединенная со своим регулирующим клапаном *3*, выделена в отдельный узел, который может свободно расширяться независимо от внутреннего менее нагретого цилиндра *5*. Этим предупреждается возникновение температурных напряжений в паровпускной системе турбины.

Регулирующая ступень *6* выполнена одновенечной; из камеры за этой ступенью, служащей для выравнивания параметров пара по окружности, пар поступает последовательно в шесть ступеней давления активного типа. Во всех ступенях сопловые лопатки *7* расположены в диафрагмах, которые в свою очередь крепятся в обоймах *1* и *6* (рис. 4.13). Обоймы ЧСД образуют камеры отборов пара в регенеративные подогреватели. После расширения в ЧСД пар поступает в паросборник *13* (см. рис. 4.12) и из него по трубопроводу в ЦНД.

ЦНД состоит из двух одинаковых параллельно работающих потоков, каждый из которых включает шесть ступеней. Сопловые лопатки ЦНД укреплены в одной общей обойме, имеющей горизонтальный разъем. К нижней части корпуса ЦНД приварен переходный патрубок конденсатора, в связи с чем весь объем между наружным корпусом ЦНД и внутренней обоймой находится под разрежением конденсатора. Для обеспечения прочности при больших усилиях верхняя часть корпуса выполнена почти сферической.

Ротор *1* ЦВД – цельнокованый, ротор *20* ЦНД – сварной конструкции, состоит из шести дисков и соединительной средней части, изготовленной из стали. Рабочие лопатки всех ступеней ЦВД крепятся на дисках посредством грибовидного замкового соединения (рис. 4.14). Для этого на диске протачивается фигурный

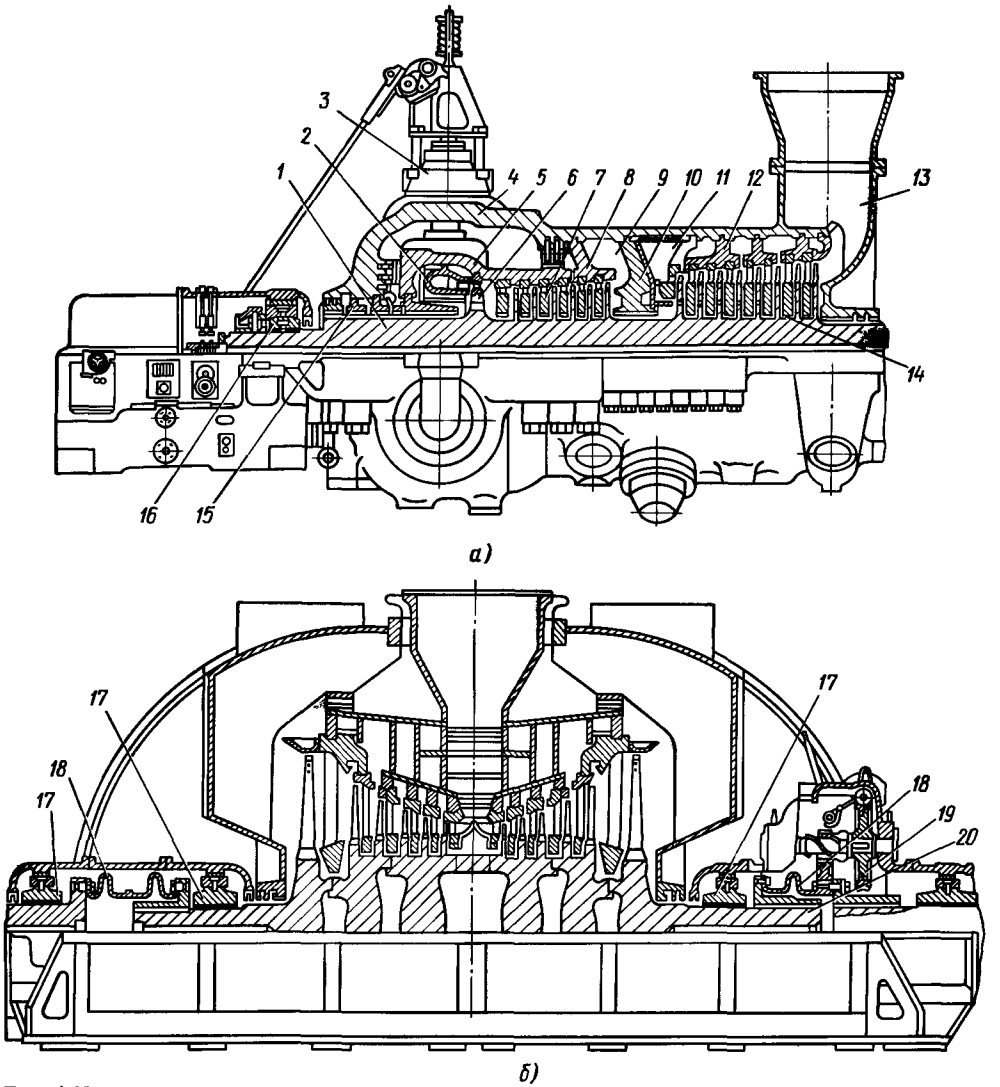


Рис. 4.12.
Продольный разрез цилиндров паровой конденсационной турбины К-160-130

обод *1*, а хвостовики лопаток *2* обрабатываются профильными грибовидными фрезами или протяжкой. Для посадки лопаток на ободе диска в двух диаметрально противоположных местах на длину, несколько большую размера хвостовика, в окружном направлении срезаются опорные выступы *6* обода. В эти места на ободе заводятся лопатки, промежутки заполняют проставками, приклепываемыми к ободу двумя заклепками.

Профильная часть (перо) *3* лопатки ограничена сверху ленточным бандажом *4*, служащим для соединения лопаток в пакет. Такое крепление способствует повышению частоты собственных колебаний и вибрационной прочности лопаток. Иногда бандаж применяют для уплотнения радиального зазора. Шип *5*

на лопатке выполняется фрезерованием, он предназначен для крепления бандажа *4* путем расклепки или пайки. Бандаж связывает в пакет 5—20 лопаток. Число лопаток в пакете тем меньше, чем меньше диаметр ротора и выше температура пара.

Роторы *1* и *20* (см. рис. 4.12) устанавливаются в четырех подшипниковых опорах. В передней опоре ротора ЦВД находится радиально-осевой подшипник *16*, в остальных — радиальные подшипники *17*. Роторы ЦВД и ЦНД, а также генератора и ЦНД соединены муфтами *18* полугибкого типа, которые допускают некоторый излом и смещение осей роторов.

Концевые *15* и диафрагменные *14* лабиринтные уплотнения являются типовыми.

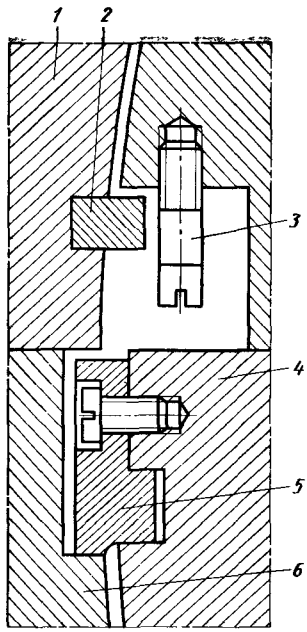


Рис. 4.13.
Крепление диафрагм ЦВД в обоймах:
1 — верхняя половина обоймы; *2* — сегментная шпонка; *3* — винты, предохраняющие шпонки от выпадания; *4* — нижняя половина диафрагмы; *5* — шпонка, фиксирующая вертикальное положение диафрагмы; *6* — нижняя половина обоймы

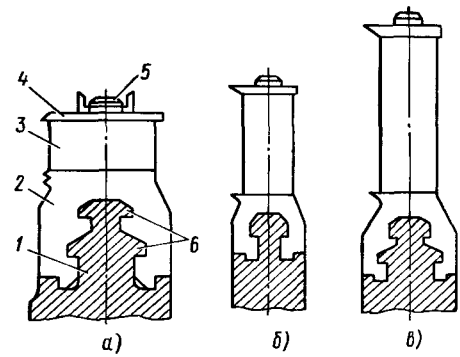


Рис. 4.14.
Рабочие лопатки различных ступеней ЦВД:
а — первой; *б* — седьмой; *в* — десятой

Для предотвращения опасных прогибов роторов, возникающих при остывании или нагреве турбины, осуществляют постоянное или периодическое вращение роторов на неработающей турбине с помощью валоповоротного устройства *19*.

Газотурбинные установки и двигатели. Конструкции ГТУ и ГТД и их узлов зависят от выбранной конструктивной схемы, т. е. взаимного расположения компрессоров, камер сгорания, турбин, воздухоохладителей и регенераторов (рис. 4.15). По простейшей одновальной схеме (рис. 4.15, *а*) без регенератора выполняют энергетические пиковые ГТУ и ГТУ вспомогательного назначения, приводящие электрогенератор. По этой же схеме был выполнен ГТД первого отечественного газотурбовоза и многие авиационные турбореактивные двигатели. Для транспортных ГТД сравнительно малой мощности (до 1—1,5 МВт), например, автомобильных, характерна двухвальная конструктивная схема (рис. 4.15, *б*). По этой же схеме изготовляют пиковые (без регенерации) и базовые энергетические (с регенерацией) ГТУ.

Трехвальную схему (рис. 4.15, *в*) применяют для транспортных ГТД большой мощности (свыше 5 МВт), например, судовых и пиковых, аварийных стационарных энергетических ГТУ, если в качестве газогенератора (блоков компрессоров и турбин высокого и низкого

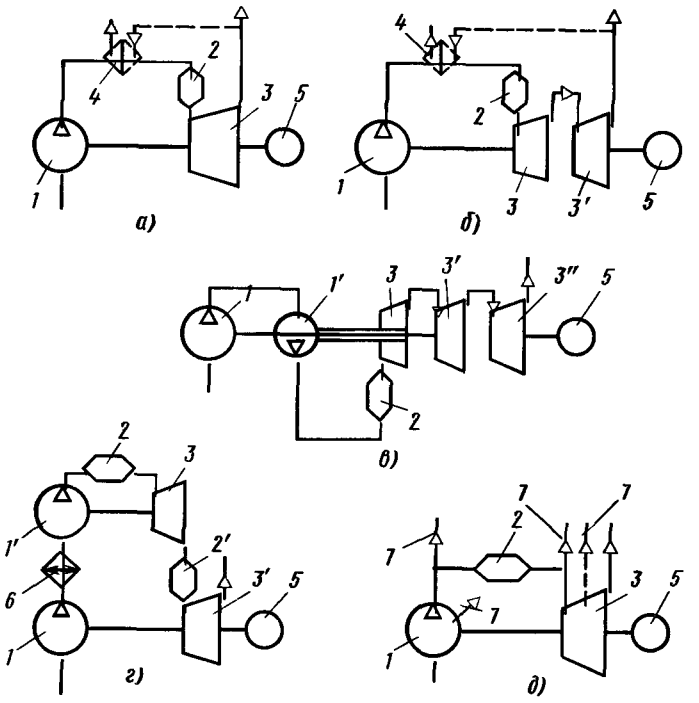


Рис. 4.15.
Основные конструктивные схемы ГТД и ГТУ:
1 и *1′* — компрессоры; *2* и *2′* — камеры сгорания; *3*, *3′* и *3″* — турбины; *4* — регенератор: *5* — нагрузка; *6* — воздухоохладитель; *7* — отборы воздуха (газа)

давления) используется авиационный реактивный двигатель, сопло которого заменено на диффузорный патрубок с силовой турбиной. По двухвальной схеме с блокированной турбиной нагрузки (рис. 4.15, *г*) могут выполняться базовые стационарные энергетические ГТУ большой мощности. Такую схему имеет установка ГТ-100-750, показанная на рис. 4.16 (на трех полосах).

ГТУ с одновальным турбокомпрессором с отбором воздуха или газа (см. рис. 4.15, *д*) встраиваются в технологические процессы химических, нефтеперерабатывающих и металлургических производств.

Конструкции узлов стационарных, транспортных и авиационных ГТД и ГТУ достаточно разнообразны. Стационарная энергетическая установка ГТ-100-750 (см. рис. 4.16) предназначена для работы в качестве пиковой, но может работать и как базовая. Топливом служит газ или жидкое топливо. Мощность установки 100 МВт при температуре окружающего воздуха 278 К и начальной температуре газа 1023 К. КПД установки составляет 28 %, расход воздуха через компрессор низкого давления 435 кг/с, длина лопатки первой ступени компрессора 520 мм.

Компрессор *1*, камера сгорания *4* и турбина *7* высокого давления (ТВД) составляют единый блок, конструктивно объединенный общим силовым корпусом с камерой сгорания *10* и турбиной *12* низкого давления (ТНД). Отдельный блок представляет компрессор *13* низкого давления (КНД).

Корпуса узлов мощных стационарных

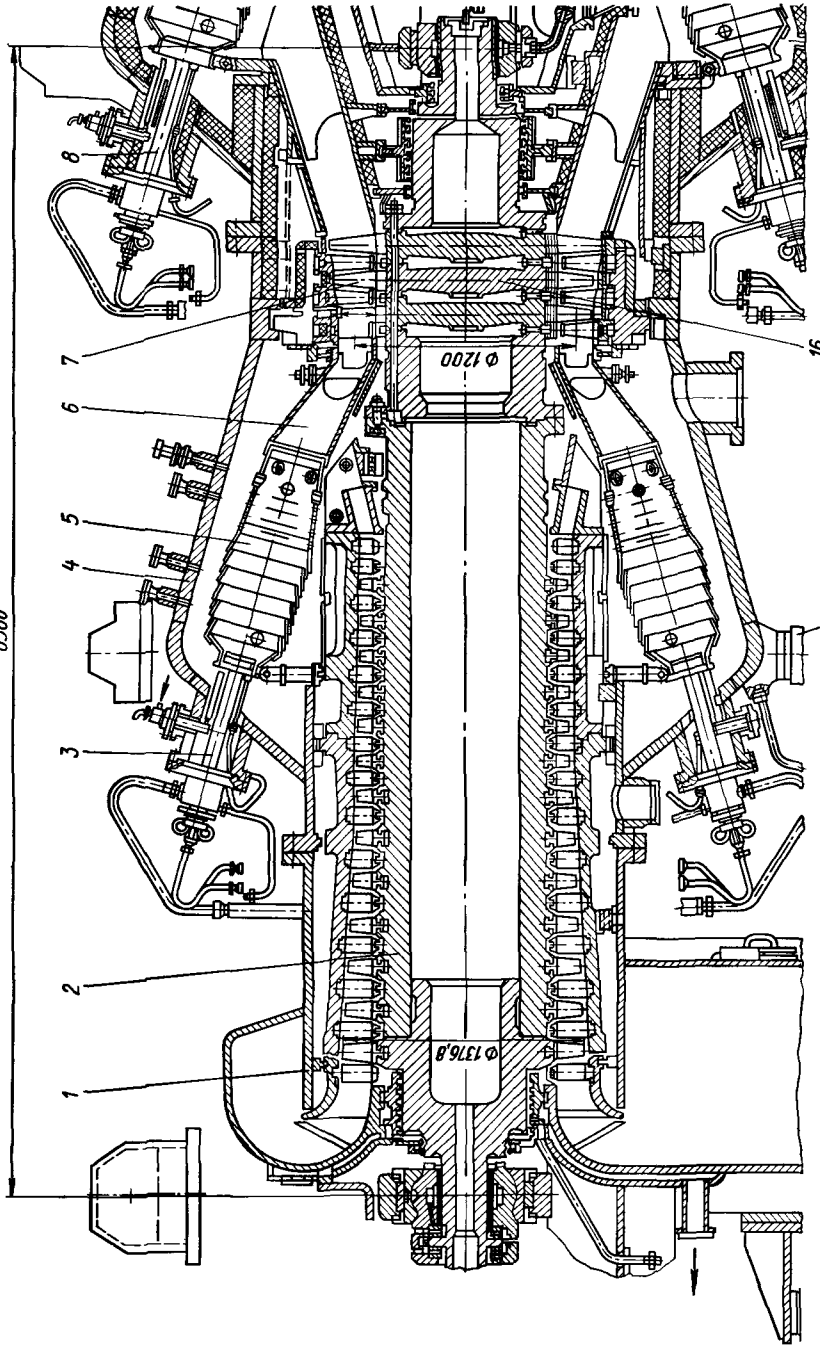


Рис. 4.16.
Продольный разрез установки ГТ-100-750 (ПО «Ленинградский металлический завод», ЛМЗ)

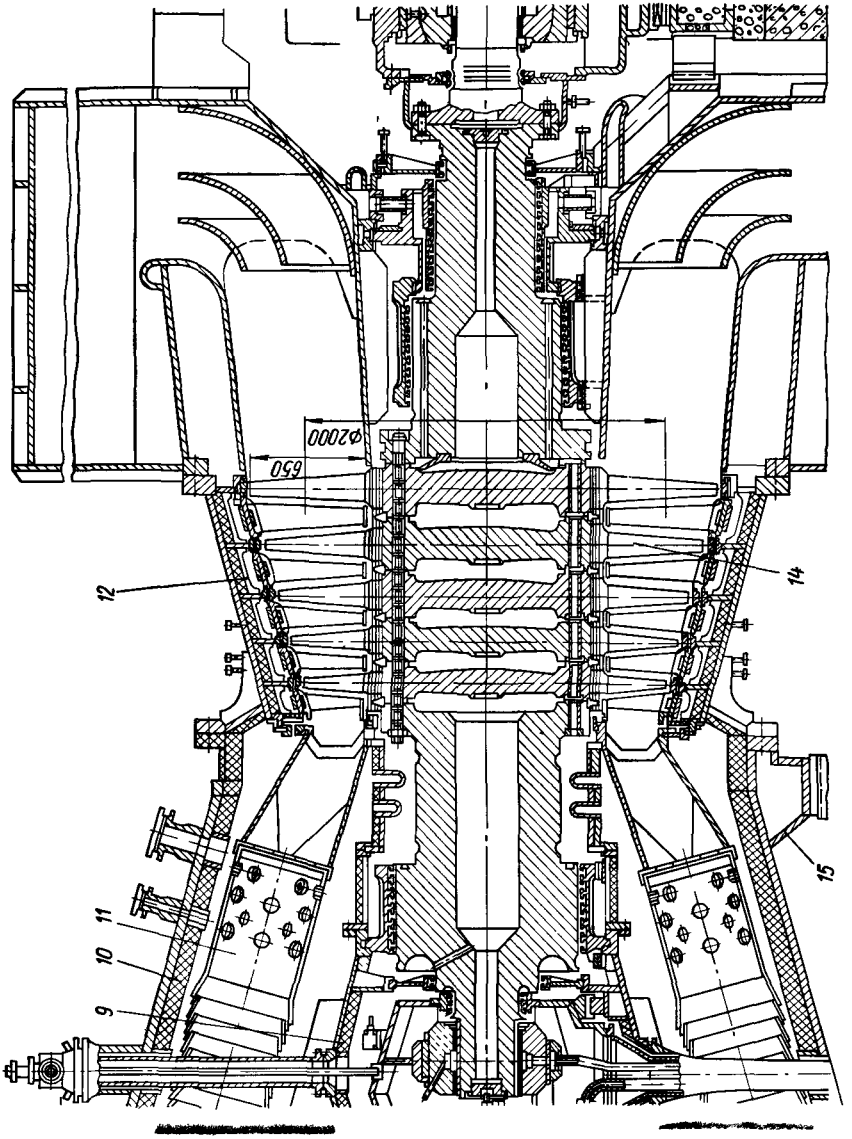


Рис. 4.16. (Продолжение)

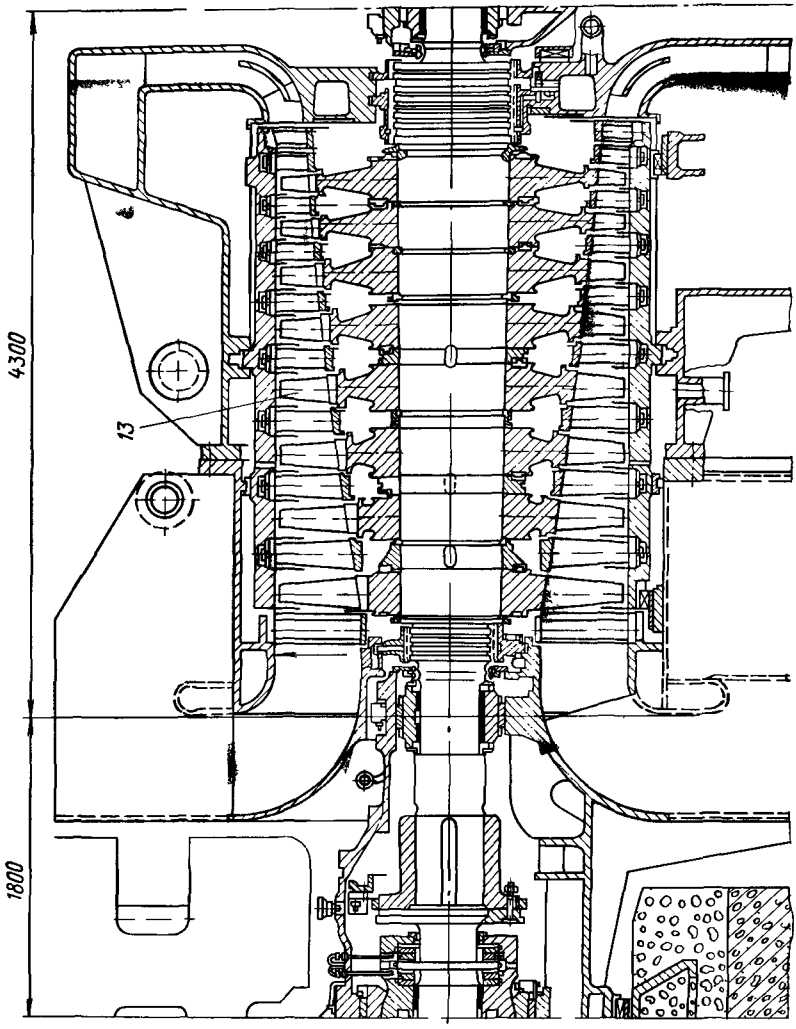


Рис. 4.16. (Продолжение)

и многих транспортных ГТУ обычно выполняются разъемными по горизонтальной плоскости. В конструкции сварного корпуса турбоблока установки ГТ-100-750 кроме общего горизонтального разъема имеются два вертикальных, облегчающих изготовление и сборку корпуса.

Камера сгорания высокого давления *4* состоит из двенадцати расположенных наклонно (для сокращения длины вала) жаровых труб *5*, находящихся в одном корпусе и объединенных кольцевым газосборником *6*, из которого продукты сгорания поступают в ТВД *7*. Камеры сгорания такого типа называют трубчато-кольцевыми. В жаровую трубу *5* топливо подается через форсунку *3*. Корпус ТВД – двухстенный, состоит из наружного разъемного по горизонтальной плоскости корпуса и обоймы из двух половин, в которых монтируются сопловые сегменты, включающие несколько сопловых лопаток каждый. Камера сгорания *10* низкого давления также имеет двенадцать наклонно расположенных жаровых труб *11* и форсунок *8* и по конструкции аналогична рассмотренной камере сгорания.

Корпус ТНД *12* – одностенный, имеет горизонтальный разъем. Сопловые лопатки каждой ступени объединены в сегменты, установленные на выступах корпуса. Силовой корпус турбоблока имеет две пары горизонтальных лап, которыми опирается на вертикальные стойки *15* и *17*, закрепленные на фундаменте.

Ротор *2* компрессора высокого давления (КВД) – барабанного типа, цельнокованый, с пазами под хвостовики рабочих лопаток, выточенными в окружном направлении. К ротору через кольцевую проставку двенадцатью стяжными болтами крепятся три диска *16* ТВД. Рабочие лопатки турбины удерживаются в дисках благодаря двухзубчатому елочному хвостовику. Аналогично осуществляется крепление лопаток на диске и соединение пяти дисков *14* ТНД в единую конструкцию.

Несмотря на невысокую максимальную температуру газа, в этой установке применено охлаждение сегментов сопловых лопаток, корневых частей рабочих лопаток и дисков, что обеспечивает возможность применения материалов меньшей стоимости и повышение работоспособности блока подшипников *9*, находящихся в тяжелых по температуре условиях работы (между ТВД и ТНД).

Термодинамические и конструктивные принципы, заложенные в установку ГТ-100-750, позволяют совершенствовать ее двумя путями: увеличением числа промежуточных охлаждений и подогревов и повышением начальной температуры газа между обеими турбинами без изменения тепловой схемы. В результате увеличения числа промежуточных охлаждений и подогревов можно при умеренных температурах газа (1050–1100 К) обеспечить КПД установки, равный 38–40 %. Такой же КПД можно получить в ГТУ более простой схемы, но с более высоким значением $T_г$. Так, в установке AGTJ-100A (Япония) мощностью 122 МВт, по схеме и компоновке близкой к установке ГТ-100-750, на валу низкого давления кроме ТНД расположена турбина среднего давления (ТСД), и подогрев газа осуществляется между ТСД и ТНД. На валу высокого давления находятся КВД и ТВД. Промежуточное охлаждение воздуха между КНД и КВД происходит путем впрыскивания воды в воздух в воздухоохладителе испарительного типа.

Параметры рабочего тела в установке очень высокие: перед ТВД $T_г = 1573$ К, перед ТНД $T_г = 1444$ К; общая степень повышения давления $\pi_к \approx 55$. Расчетный КПД установки $\eta_e \approx 38 \div 39$ %. Она предназначена для работы в составе ПГУ. Для обеспечения работоспособности турбин при высоких $T_г$ обе ступени двухступенчатой ТВД и первые две ступени четырехступенчатой ТНД выполнены охлаждаемыми. Воздух для охлаждения лопаток этих

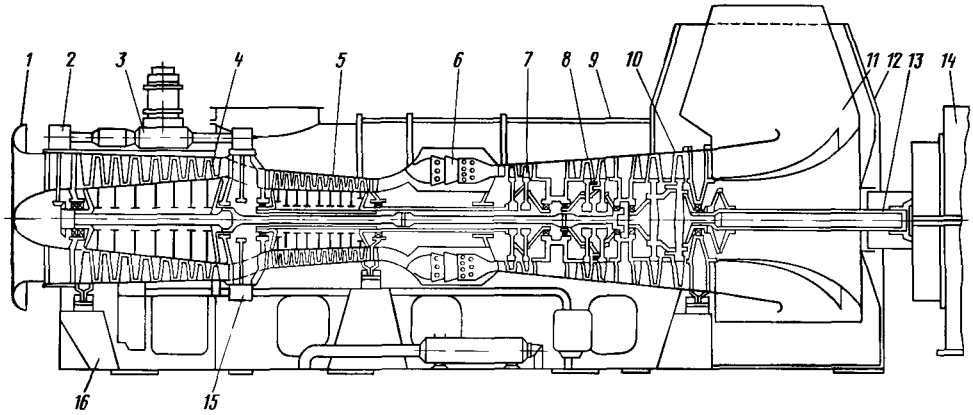


Рис. 4.17.
Схема судового ГТД прямоточного типа

ступеней отбирается за КНД и из КВД установки.

Среди судовых ГТУ наибольшее применение находят легкие прямоточные установки. Основные особенности их можно показать на примере ГТД, схема которого приведена на рис. 4.17. ГТД состоит из воздухозаборника *1*, КНД *4*, КВД *5*, камеры сгорания *6*, ТВД *7*, ТСД *8* и ТНД (турбины винта) *10*. Компрессор *5* приводится во вращение турбиной *7*, компрессор *4* – турбиной *8*; вал компрессора *4* и турбины *8* проходит внутри вала компрессора *5* и турбины *7* (конструкция «вал в валу»). Мощность турбины *10* винта через рессору *13* и редуктор *14* передается винту. Роторы всех трех турбин имеют разную частоту вращения. Для передачи мощности от пусковых электродвигателей и для привода расположенных на корпусе двигателя механизмов служат передняя *2* и основная *3* коробки приводов. Маслоагрегат *15* также получает мощность от вала компрессора. Все элементы ГТД смонтированы на общей раме *16*. Кожух *12* газоотводного патрубка *11* сообщается с кожухом двигателя *9*. Окружающий воздух эжектируется отработавшими газами и, проходя между кожухом и корпусом двигателя, охлаждает их.

По аналогичной конструктивной схеме выполнена стационарная установка ГТН-25 мощностью 25 МВт (производственное объединение «Невский завод» им. В. И. Ленина, НЗЛ).

В судовых и стационарных ГТУ, выполняемых по схеме рис. 4.17, имеется возможность дальнейшего увеличения температуры газа при одновременном повышении $\pi_к$ и соответственно КПД установки. Для применения высоких температур $T_г$ необходимо вводить интенсивное охлаждение проточной части и, в первую очередь, лопаток, поскольку жаропрочность металлических сплавов ограничена. В настоящее время практически ни одна ГТУ (или ГТД) не выполняется без охлаждения лопаток. Накоплен большой опыт конструирования охлаждаемых элементов турбин, разработаны методы расчета охлаждаемых лопаток, внедрены и постоянно совершенствуются способы изготовления лопаток.

4.2. Циклы, схемы и параметры

Паротурбинные установки на органическом топливе. Действительные циклы ПТУ, ГТУ и КУ отличаются от рассмотренных идеальных термодинамических циклов тем, что каждый процесс, составляющий цикл, является в той или иной степени необратимым вследствие тепловых, газодинамических и механиче-

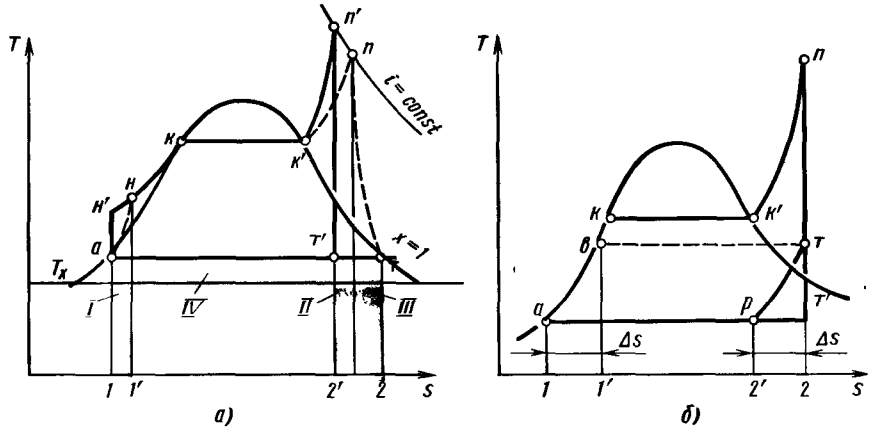


Рис. 4.18.
Циклы ПТУ в *sT*-координатах:
а – простейший; *б* – с регенерацией

ских потерь, приводящих к снижению полезной работы, а следовательно, КПД цикла. Так, на рис. 4.18 в *sT*-координатах показан действительный цикл *анкк'пта* и для сравнения приведен идеальный термодинамический цикл *ан'кк'п'т'а* простейшей конденсационной ПТУ (см. рис. 1.36). Процесс *ан'* повышения давления воды в насосе необратим в основном в результате потерь на трение, поэтому в действительности он происходит с повышением энтропии и изображается линией *ан*. Процессы *нк* подогрева воды при постоянном давлении до температуры кипения и *кк'* испарения при постоянной температуре одинаковы в обоих циклах. Процессы перегрева воды, идеальный *к'п'* и действительный *к'п* отличаются вследствие тепловых и гидравлических потерь в паропроводе между котлом и турбиной. Действительный процесс *пт* расширения пара в турбине, в отличие от идеального *п'т'*, осуществляется с повышением энтропии, обусловленным потерями в турбине. Процесс *та*, замыкающий действительный цикл, соответствует процессу отвода теплоты в конденсаторе. Потери в насосе, паропроводе, турбине и конденсаторе показаны на рис. 4.18, *а* площадками соответственно *I*, *II*, *III* и *IV* ($T_х$ – температура воды, охлаждающей конденсат).

Давление $p_п$ пара на выходе из котлов современных ПТУ достигает 13–24 МПа, а давление $p_т$ в конденсаторе составляет 0,003–0,007 МПа, что соответствует температуре насыщения примерно 298–308 К.

Особенность паровой турбины ПТУ – ее работа при умеренной температуре свежего пара ($T_п \approx 810 \div 880$ К), определяемой главным образом свойствами металлов турбин, котлов и пароперегревателей, и очень больших степенях понижения давления $\omega_т = p_п/p_т \approx 2000 \div 6000$, определяемых высоким начальным ($p_п$) и низким конечным ($p_т$) давлением пара. Поэтому теплоперепад, срабатываемый в паровой турбине, в 2–3 раза больше, чем в газовой турбине, а число ступеней паровой турбины во много раз превосходит число ступеней газовой турбины.

Термический КПД идеального цикла определяется отношением (1.293). Применительно к циклу, показанному на рис. 4.18,

$$\eta_t \approx l_{т\,ид}/q_{1\,ид} = (i_{п'} - i_{т'})/(i_{п'} - i_а).$$

В действительном цикле удельная теплота, подводимая к рабочему телу, определяется разностью энтальпий пара $i_{п'}$ на выходе из котла и конденсата $i_н$:

$q_1 = i_{п'} - i_н$. Теплота, отводимая в конденсаторе, в действительном цикле ПТУ

$$q_2 = i_т - i_а = q_{2ид} + T_т \Delta s,$$

где произведение $T_т \Delta s$ характеризуется площадью $2'т'т2$ на рис. 4.18, *а*.

Действительная работа турбины $l_т = i_п - i_т$ ($i_т$ – энтальпия пара в конце действительного расширения) меньше располагаемой работы идеального цикла [см. уравнение (1.292)] на величину $T_1 \Delta s$, пропорциональную площади $2'т'т2$. Удельная работа насоса в действительном цикле $l_н = i_н - i_а$, поэтому удельная работа действительного цикла $l_e = l_т - l_н$. (Потери в соединительных трубопроводах учтены путем понижения начальных параметров пара.) Если учесть, что удельная работа в действительном цикле

$$l_н \ll l_т, \text{ то } l_e \approx l_т.$$

При КПД $\eta_т$ турбины и учете механических потерь в турбине величиной механического КПД $\eta_м$ эффективная (на муфте выходного вала паровой турбины) работа действительного цикла $l_e = l_{тид}\eta_т\eta_м$. При этом эффективный КПД установки $\eta_e = l_{тид}\eta_т\eta_м/q_1 \approx \eta_t\eta_т\eta_м$. Следует отметить, что теплота q_1, выделяющаяся в топке котла при полном сгорании топлива, больше, чем теплота, подводимая к пару, что учитывается КПД $\eta_к$ котельной установки. Тогда $q_1 = q'\eta_к$ и $\eta'_e = \eta_t\eta_т\eta_м\eta_к$.

При создании ПТУ используются различные способы повышения их КПД. Для этого изучается влияние на КПД различных параметров рабочего тела. Например, при повышении давления $p_1 = p_п$ (см. рис. 1.36) повышается температура насыщения и возрастает средняя температура, при которой подводится теплота, а следовательно, повышается термический КПД η_t идеального цикла. Однако в действительности повышение давления более 9–10 МПа не приводит к увеличению располагаемой работы и почти не влияет на экономичность установки. Кроме того, с ростом давления возрастает влажность пара в конце процесса расширения, что приводит к повышению потерь при расширении пара и эрозии лопаток турбины. Поэтому степень влажности пара в турбинах стремятся ограничить значением 13–15 %.

Повышение начальной температуры пара при $p = \text{const}$ связано с ростом средней температуры подвода теплоты при неизменной температуре $T_к$ отвода теплоты (см. рис. 1.36) и, следовательно, с увеличением термического КПД η_t. При различных давлениях $p_п = p_1$ значение $T_п = T_1$ почти не влияет на рост КПД η_e, но заметно повышает удельную работу идеального цикла (1.292), особенно при $p_1 > 6$ МПа.

Для заметного повышения эффективности ПТУ целесообразно одновременно увеличивать $p_п$ и $T_п$. С этой целью во многих современных ПТУ применяют промежуточный (повторный) перегрев пара (см. рис. 1.37) после расширения его в первой группе ступеней. В этом случае располагаемая работа турбины и работа цикла, а следовательно, КПД цикла возрастают, уменьшается влажность пара в конце процесса расширения и увеличивается количество теплоты, отдаваемой в конденсаторе. Температура перегрева так же, как начальная температура, ограничена свойствами металла.

Уменьшение давления пара в конденсаторе $p_2 = p_т$ обусловливает понижение температуры конденсации пара (см. рис. 1.36) и, следовательно, увеличение разности температур в цикле при незначительном снижении средней температуры подвода теплоты ($T_3 < T_4$). Однако располагаемая работа $l_т$ турбины возрастает существенно (на величину, пропорциональную площади $42'23$), и располагаемая работа цикла l_e также увеличивается.

Давление $p_т$ по условиям отвода теплоты можно уменьшить лишь до значений, при которых температура T_2 на 10–15 К выше температуры внешней среды.

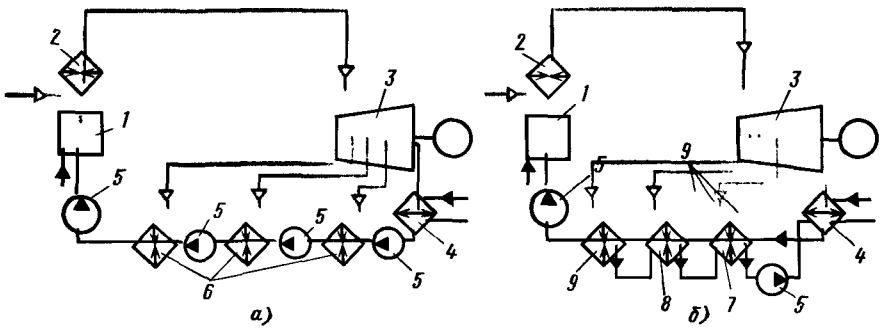


Рис. 4.19.
Схемы ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды:
а – со смешением пара и воды; *б* – без смешения пара и воды; *1* – котел; *2* – пароперегреватель; *3* – паровая турбина; *4* – конденсатор; *5* – насос, *6* – смешивающий регенеративный подогреватель; *7*–*9* – поверхностные регенеративные подогреватели

Регенеративные отборы пара из турбины повышают экономичность ПТУ. Процесс расширения от точки *п* до точки *т* (см. рис. 4.18, *б*) происходит, как в простейшем цикле, а нижняя часть адиабаты *тт'* заменяется линией *тр*, эквидистантной линии *ак* нагрева воды в котле и соответствующей отбору теплоты от пара в процессе его расширения.

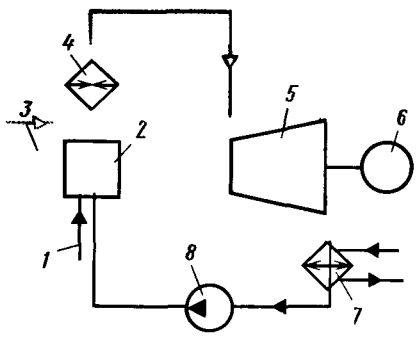
В таком цикле осуществляется подогрев питательной воды до температуры $T_в$ (линия *ав*) теплотой, выделяющейся при охлаждении и конденсации пара. Количество теплоты, переданной от продуктов сгорания в котле, уменьшается на значение, характеризуемое площадью *1 ав1'*, а количество отводимой в конденсаторе теплоты уменьшается на значение, пропорциональное площади *2'р'т'2*. Термический КПД регенеративного цикла

$$\eta_{tр} = l_e/q_1 = 1 - q_2/q_1 = 1 - (i_{т'} - i_а - T' \Delta s)/(i_п - i_а - \int_а^в Tds).$$

В реальных ПТУ применяют неоднократный ступенчатый отвод теплоты путем отбора некоторого количества пара из промежуточных и последних ступеней турбины. Отобранный пар направляют в регенеративные подогреватели, где он конденсируется. При осуществлении регенеративного подогрева возможны различные схемы использования пара и конденсата (рис. 4.19).

Конденсационные ПТУ имеют КПД $\eta_e = 0{,}36 \div 0{,}42$. Следовательно, лишь небольшая доля теплоты, получаемой при сгорании топлива, преобразуется в полезную работу. Большая часть ее передается охлаждающей воде в конденсаторе и теряется бесполезно. Теплофикационные ПТУ часть теплоты конденсации рабочего пара используют для подогрева воды до 350–370 К на технологические и бытовые нужды (рис. 4.20). При этом температуру $T_т$ и, следовательно, давление $p_т$ за турбиной всего пара или его части, идущей на теплофикацию, повышают до значения, которое требуется для получения заданной температуры теплофикации. Таким образом, в теплофикационных ПТУ теплота топлива используется для выработки мощности и получения теплоты заданного температурного уровня. Распола-

Регенеративный отбор – нерегулируемый отбор пара из ступени турбины для повышения температуры питательной воды.



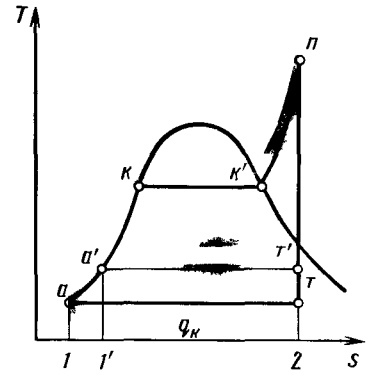


Рис. 4.20.
Схема в цикл простейшей теплофикациовиой ПТУ с противодавлением:
1 – подача топлива; *2* – котел; *3* – подача воздуха; *4* – пароперегреватель; *5* – паровая турбина; *6* – нагрузка; *7* – потребитель теплоты; *8* – насос

гаемая работа установки с теплофикационной паровой турбиной (цикл $a'кк'пт'$) меньше, чем ПТУ с конденсационной турбиной, работающей по циклу $акк'пт$, на величину, пропорциональную площади $аа'т'т$. Полезная работа цикла теплофикационной ПТУ $l_е$ (площадь $a'кк'пт'$) также меньше полезной работы цикла конденсационной установки на значение, пропорциональное площади $аа'т'т$. Однако в теплофикационной ПТУ используется теплота конденсации $q_к$ (площадь $1'a'т'2$), и экономичность ее выше, чем конденсационной. На практике тепловая и электрическая нагрузки в таких установках меняются в широких пределах для наиболее полного удовлетворения потребителей.

Газотурбинные установки на органическом топливе. ГТУ на органическом топливе работают, как правило, по открытому циклу (рис. 4.21). Действительные процессы, составляющие цикл, происходят с тепловыми, гидравлическими и механическими потерями, рабочее тело (воздух в компрессоре и продукты сгорания в турбине) нельзя считать идеальным газом, химический состав рабочего тела изменяется при подводе теплоты в камере сгорания (при сгорании топлива).

Как уже отмечалось, процесс подвода теплоты может осуществляться либо при постоянном давлении, либо при

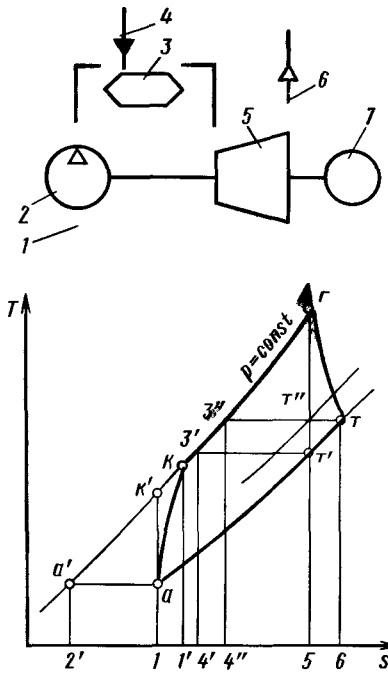


Рис. 4.21.
Схема и цикл простейшей ГТУ:
1 – подвод воздуха из атмосферы; *2* – компрессор; *3* – камера сгорания; *4* – система топливоподачи; *5* – газовая турбина; *6* – выпуск газа; *7* – нагрузка

постоянном объеме. Наибольшее применение находят ГТУ с $p = \text{const}$. Для наглядного представления отличий реального цикла ГТУ *акгта* от идеального *ак'гт'а* (рис. 4.21) оба цикла в sT-координатах совмещены.

Удельная работа сжатия рабочего тела в компрессоре (процесс *ак*) $l_к = i_к - i_а = c_p T_к - c_p T_а$. Адиабатная работа сжатия (процесс *ак'*) $l_{кид} = i_{к'} - i_а = c_p T_к - c_p T_а$, выраженная через степень повышения давления рабочего тела в компрессоре $\omega_к = p_к/p_а$,

$$l_{кид} = c_p T_а [\omega_к^{(k-1)/k} - 1] = kRT_а [\omega_к^{(k-1)/k} - 1]/(k-1), \quad (4.8)$$

где c_p и k – осредненные значения теплоемкости и показателя адиабаты для процесса сжатия.

Действительная работа сжатия $l_к = l_{кид}/\eta_к$ (площадь $1'ка'2'$) отличается от адиабатной работы $l_{кид}$ (площадь $1к'a'2'$), причем разность $l_к - l_{кид}$ определяется площадью $1к'к1'$. В качестве КПД действительного процесса сжатия ($l_к > l_{кид}$) принимают адиабатный КПД

$$\eta_к = l_{кид}/l_к,$$

где $l_к = i_к - i_а = kR(T_к - T_а)/(k-1)$.

По известному значению $\eta_к$ можно определить температуру рабочего тела за компрессором

$$T_к = T_а + l_{кид}/c_p\eta_к = T_а\{1 + [\omega_к^{(k-1)/k} - 1]/\eta_к\}. \quad (4.9)$$

Действительный процесс сжатия *ак* происходит по политропе с показателем n. Для характеристики этого процесса вводится понятие политропного КПД $\eta_{к\,п}$ в виде отношения политропной работы сжатия

$$l_{к\,п} = nRT_а [\omega_к^{(n-1)/n} - 1]/(n-1) = nR(T_к - T_а)/(n-1)$$

к адиабатной

$$l_к = i_к - i_а = k(T_к - T_а)/(k-1).$$

Отсюда $\eta_{к\,п} = n(k-1)/k(n-1)$, и температура рабочего тела за компрессором $T_к = T_а\omega_к^{(n-1)/n} = T_а\omega_к^{(k-1)/k\eta_{к\,п}}$. В связи с этим действительная работа сжатия $l_к = kRT_а[\omega_к^{(k-1)/k\eta_{к\,п}} - 1]/(k-1)$.

Исходя из определения адиабатного КПД $\eta_к$ и выражения (4.8), получим

$$\eta_к = [\omega_к^{(k-1)/k} - 1]/[\omega_к^{(k-1)/k\eta_{к\,п}} - 1],$$

причем $\eta_к < \eta_{к\,п}$.

При расчетах ГТУ удобно задаваться значениями $\eta_{к\,п}$, которые мало изменяются в компрессорах определенного типа, и по ним находить значения $\eta_к = \eta_к(\eta_{к\,п}, \omega_к, k)$. У осевых компрессоров ГТУ большой мощности $\eta_{к\,п} \approx 0{,}89 \div 0{,}92$; у центробежных $\eta_{к\,п} \approx 0{,}85 \div 0{,}87$. Для характерных величин $\omega_к$ имеем соответствующие значения $\eta_к \approx 0{,}83 \div 0{,}9$ и $\eta_к = 0{,}75 \div 0{,}83$. Бо́льшие значения $\eta_к$ относятся к компрессорам с небольшими степенями повышения давления $\omega_к$.

Количество теплоты, подведенной к рабочему телу в камере сгорания при $p = \text{const}$ в идеальном цикле (площадь $1к'г5$), определяется разностью $q_1 = c_p T_г - c_p T_к$ и подсчитывается по уравнению

$$q_1 = c_{pmг} T_г - c_{pmк} T_к = \int_{T_к}^{T_г} c_p\,dT = \bar{c}_p(T_г - T_к),$$

где $c_{pmг}$ и $c_{pmк}$ – средние теплоемкости соответственно при температурах $T_г$ и $T_к$; $\bar{c}_p = (T_г - T_к)^{-1}\int_{T_к}^{T_г} c_p\,dT$ – средняя теплоемкость процесса.

Теплоту действительного цикла q_1 рассчитывают по относительному расходу топлива $g_т$ при низшей теплоте сгорания $Q_н^р$ так, что $q_1 = g_т Q_н^р$. Относительный расход топлива $g_т = m_т/m_в$ или $g_т = 1/(\alpha l_0)$, где $m_т$ и $m_в$ – расходы соответственно топлива и воздуха в единицу времени; α – коэффициент избытка воздуха; l_0 – теоретически необходимая масса воздуха для сжигания 1 кг топлива.

Точки $г$ и $к$ в действительном цикле не лежат на одной изобаре вследствие

потерь в камере сгорания. Эти потери характеризуются коэффициентом полного давления $\lambda_т = p_т^*/p_к^*$, характеризующим относительное изменение полного давления в камере. Для ненапряженных низкотемпературных камер сгорания $\lambda_т \approx 0{,}96 \div 0{,}98$, для высоконапряженных компактных камер высокотемпературных ГТД $\lambda_т \approx 0{,}92 \div 0{,}96$.

Располагаемую (идеальную) работу расширения (площадь *4'3'г5*) $l_{тид} = i_г - i_{т'} = c'_p T_г - c'_p T_{т'}$, совершаемую рабочим телом на лопатках турбины, можно выразить через степень понижения давления $\omega_т = p_г/p_{т'} = p_г/p_т$ так, что

$$l_{тид} = c'_p T_г \left[1 - \omega_т^{(1-k')/k'}\right]. \qquad (4.10)$$

Действительная работа турбины (площадь *4"3"г5*) $l_т = i_г - i_т = c'_p T_г - c'_p T_т$. Если принять скорость газа за турбиной $w_т \approx 0$, то экономичность турбины с учетом потерь можно оценить адиабатным КПД $\eta_т = l_т/l_{тид}$, откуда действительная работа турбины $l_т = l_{тид}\eta_т$. Поэтому $l_т < l_{тид}$ (разность $l_{тид} - l_т$ характеризуется площадью *4'3'3"4"*). По известному значению $\eta_т$ можно определить температуру за турбиной $T_т = T_г - l_т\eta_т/c'_p = T_г\{1 - [1 - \omega_т^{(1-k')/k'}]\eta_т\}$.

Действительный процесс расширения происходит по политропе *гт* с показателем n'. Политропный КПД $\eta_{т\,п}$ определяется как отношение работы расширения

$$l_т = i_г - i_т = k'R'(T_г - T_т)/(k' - 1)$$

к располагаемому теплоперепаду

$$l_{тид} = c'_p T_г - c'_p T_{т'} = n'R'T_г\left[1 - \omega_т^{(1-n')/n'}\right]/(n' - 1) = n'R'(T_г - T_т)/(n' - 1).$$

Тогда

$$\eta_{т.п} = k'(n' - 1)/n'(k' - 1),$$

температура

$$T_т = T_г\omega_т^{(1-n')/n'} = T_г\omega_т^{(1-k')\eta_{т.п}/k'}$$

и работа расширения

$$l_т = k'R'T_г\left[1 - \omega_т^{(1-k')\eta_{т.п}/k'}\right]/(k' - 1).$$

С учетом адиабатного КПД $\eta_т$ и выражения (4.10)

$$\eta_т = \left[1 - \omega_т^{(1-k')\eta_{т.п}/k'}\right]/\left[1 - \omega_т^{(1-k')/k'}\right],$$

причем $\eta_т > \eta_{т.п}$.

При расчетах процессов расширения в циклах ГТУ удобно задаваться значением политропного КПД. Для мощных стационарных осевых турбин $\eta_{т.п} \approx 0{,}9 \div 0{,}91$, для осевых турбин транспортных и авиационных ГТД $\eta_{т.п} \approx 0{,}88 \div 0{,}9$.

Удельная работа ГТУ

$$l_e = l_т - l_к = l_{тид}\eta_т - l_{кид}/\eta_к = k'R'T_г\left[1 - \omega_т^{(1-k')/k'}\right]\eta_т/(k' - 1) - kRT_а\left[\omega_к^{(k-1)/k} - 1\right]/(k - 1)\eta_к.$$

Иногда с целью упрощения расчета основных параметров цикла принимают $k' = k$, $R' = R$. Если, кроме того, предположить, что гидравлические потери в камере сгорания и за турбиной отсутствуют, т. е. $p_т \approx p_к$ и $p_т \approx p_а$, то $\omega = \omega_к = \omega_т = p_к/p_а = p_г/p_т$.

После введения обозначений $\omega^{(k-1)/k} = \chi$ и $T_г/T_а = \vartheta$ имеем

$$l_e = kRT_а\left[\vartheta(1 - 1/\chi)\eta_т - (\chi - 1)/\eta_к\right]/(k - 1). \qquad (4.11)$$

Исследование полученного выражения на максимум по χ приводит к соотношениям

$$\chi_l = \sqrt{\vartheta\eta_к\eta_т} \qquad (4.12)$$

и

$$\omega_l = (\vartheta\eta_к\eta_т)^{k/(k-1)}.$$

Значение ω_l растет с повышением ϑ (или температуры газа) и КПД процессов. Полезная работа действительного цикла $l_e = q_1 - q_2 = l_т - l_к$ на рис. 4.21 эквивалентна разности площадей *1'кг5* и *1ав6*, значительно меньшей площади *акгт*, ограниченной действительными

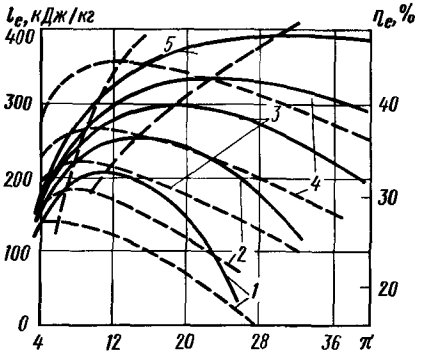


Рис. 4.22.
Зависимость КПД η_e и удельной работы l_e действительного цикла от степени повышения давления π ($\eta_{к\,п} = 0{,}89$; $\eta_{т\,п} = 0{,}89$; $R =$ $= 287$ Дж/(кг·К); $T_a = 288$ К):
1 – $T_г = 1000$ К; *2* – $T_г = 1100$ К; *3* – 1200 К; *4* – $T_г = 1300$ К; *5* – $T_г = 1500$ К;
– – – – **КПД η_e;** – – – – **удельная работа l_e**

процессами цикла. КПД цикла $\eta_e = l_e/q_1$ (где $q_1 = g_т Q_н^р$). При приближенном анализе циклов $q_1 = i_г - i_к = c_p(T_г - T_к)$ или с учетом (4.9)

$$q_1 = kRT_a[\vartheta - 1 - (\chi - 1)/\eta_к]/(k - 1),$$

и КПД цикла

$$\eta_e = [\vartheta(1 - \chi^{-1})\eta_т - (\chi - 1)/\eta_к]/[\vartheta - 1 - (\chi - 1)/\eta_к].$$

Исследование этой функции на экстремум по КПД дает оптимальную степень повышения давления в цикле $\omega_\eta = \chi_\eta^{k/(k-1)}$. Величина

$$\chi_\eta = \{1 - \sqrt{1 - [1 - (\vartheta - 1)/\vartheta\eta_т][1 + (\vartheta - 1)\eta_к]}\}/[1 - (\vartheta - 1)/\vartheta\eta_т]. \quad (4.13)$$

Из сопоставления выражений (4.12) и (4.13) следует, что $\chi_\eta > \chi_l$. Однако при проектировании ГТУ значение ω или χ выбирают в зависимости от назначения установки и с учетом степени значимости параметра: удельной работы (при этом получается установка наименьшей массы) или КПД установки.

КПД цикла η_e и удельная работа l_e возрастают с повышением $\vartheta(T_г)$ (рис. 4.22). Однако для реализации преимуществ, связанных с повышением начальной температуры газа, необходимо одновременно увеличивать ω, как это делается при практическом осуществлении ГТУ и ГТД простейшего цикла.

Улучшения экономичности ГТУ достигают не только повышением $T_г$, но и другими способами, связанными с уменьшением количества теплоты, отводимой к холодному источнику: введением регенерации теплоты и совместным применением промежуточного охлаждения рабочего тела в процессе сжатия (при больших значениях ω) и подогрева его в процессе расширения. На рис. 4.23 представлены схема и цикл регенеративной ГТУ, в которой воздух с расходом $m_в$ (в кг/с) после сжатия в компрессоре с температурой $T_к$ и давлением $p_к$ поступает в регенератор *3*, где подогревается до температуры $T_р < T_т$ выходящими из турбины газами с расходом $m_г$; при

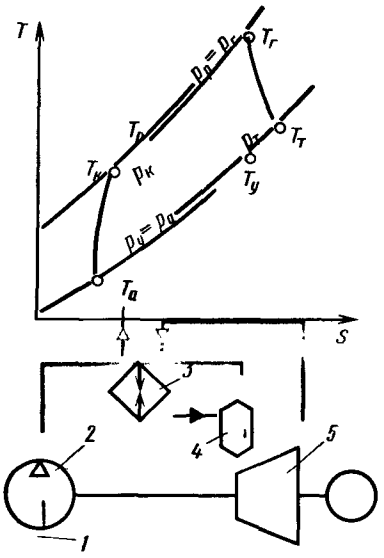


Рис. 4.23.
Схема и цикл регенеративной ГТУ:
1 – подвод воздуха из атмосферы; *2* – компрессор; *3* – регенератор; *4* – камера сгорания; *5* – газовая турбина

этом температура отработавших газов понижается до $T_у > T_к$.

Полнота регенерации в действительном цикле определяется степенью регенерации $\sigma_р$, которая представляет собой отношение действительного подогрева воздуха к максимально возможному

$$\sigma_р = (T_р - T_к)/(T_т - T_к). \quad (4.14)$$

Работа турбины в ГТУ с регенерацией

$$l_т = l_{тид}\eta_т = kRT_г [1 - \omega_т^{(1-k)/k}] \eta_т/(k - 1) = c_p T_г [1 - (p_т/p_г)^{(k-1)/k}] \eta_т.$$

Гидравлические потери в регенераторе можно учесть коэффициентом

$$\varepsilon = (k - 1)(\Delta p_а/p_а + \Delta p_к/p_к)(1 - \sigma_р)/k\sigma_р = [(k - 1)\sum \Delta p (1 - \sigma_р)/p\sigma_р]/k.$$

При суммарном сопротивлении $\sum \Delta p/p = 0{,}08$, $\sigma_р = 0{,}8$ и $k = 1{,}333$ коэффициент $\varepsilon \approx 0{,}005$. Если сопротивление то же, но $\sigma_р = 0{,}66$, то $\varepsilon \approx 0{,}01$. С учетом ε

$$l_т = c_p T_а \vartheta \{1 - [1 + \varepsilon\sigma_р/(1 - \sigma_р)]/\chi\} \eta_т. \quad (4.15)$$

Работа сжатия в регенеративном цикле, как и в простейшем, определяется соотношением $l_к = c_p T_а (\chi - 1)/\eta_к$, поэтому эффективная удельная работа регенеративного цикла

$$l_е = l_т - l_к = c_p T_а \{\vartheta [1 - (1 + \varepsilon\sigma_р/(1 - \sigma_р))/\chi] \eta_т - (\chi - 1)/\eta_к\}. \quad (4.16)$$

Из формул (4.11) и (4.16) следует, что удельная работа ГТУ регенеративного цикла при прочих одинаковых условиях меньше, чем удельная работа ГТУ простого цикла. Заданная мощность в ГТУ регенеративного цикла может быть получена при расходе рабочего тела, превышающем расход в ГТУ простого цикла, поскольку $N_е = l_е m$.

Теплота, подводимая с топливом в ГТУ регенеративного цикла, $q_{1\sigma} = c_p T_г - c_p T_р$, причем температуру $T_р$ рабочего тела за регенератором можно получить из уравнения (4.14) в виде $T_р = \sigma_р T_т - (1 - \sigma_р) T_к$. Температура рабочего тела за турбиной $T_т = T_г - l_т/c_p$, поэтому с учетом формул (4.9) и (4.15)

$$T_р = T_а \vartheta \sigma_р \{1 - [1 - (1 + \varepsilon\sigma_р/(1 - \sigma_р))/\chi] \eta_т\} + T_а (1 - \sigma_р) [1 + (\chi - 1)/\eta_к].$$

Следовательно,

$$q_{1\sigma} = c_p T_а \vartheta - c_p T_а \vartheta \sigma_р \{1 - [1 - (1 + \varepsilon\sigma_р/(1 - \sigma_р))/\chi] \eta_т\} - c_p T_а (1 - \sigma_р) [1 + (\chi - 1)/\eta_к].$$

Если принять $c_p = \text{const}$, то

$$q_{1\sigma}/c_p T_а = \vartheta - \vartheta\sigma_р \{1 - [1 - (1 + \varepsilon\sigma_р/(1 - \sigma_р))/\chi] \eta_т\} - (1 - \sigma_р) [1 + (\chi - 1)/\eta_к]. \quad (4.17)$$

КПД ГТУ регенеративного цикла с учетом гидравлических потерь в теплообменнике

$$\eta_{е\sigma} = l_е/q_{1\sigma},$$

где $l_е$ определяется по формуле (4.16); $q_{1\sigma}$ находим по формуле (4.17).

Повышение удельной мощности ГТУ достигается в многоагрегатных ГТУ введением охлаждения рабочего тела в процессе сжатия или подогрева в процессе расширения. Возможно применение обоих этих способов в одной установке (рис. 4.24). Число промежуточных агрегатов, их удельные параметры и температурные условия могут быть различными. На рис. 4.24, *а* показана схема с тремя компрессорами *1*, тремя турбинами *6*, двумя промежуточными воздухоохладителями *2*, одной основной и двумя промежуточными камерами сгорания *5*. Основное отличие ГТУ такой схемы (многокамерной) от однокамерной – значительно бóльшая степень повышения давления в цикле, необходимая для получения высоких КПД и удельной мощности ГТУ. КПД многокамерной ГТУ всегда выше, чем однокамерной.

Другим путем повышения экономичности ГТУ, особенно мощных энергетических установок, является применение

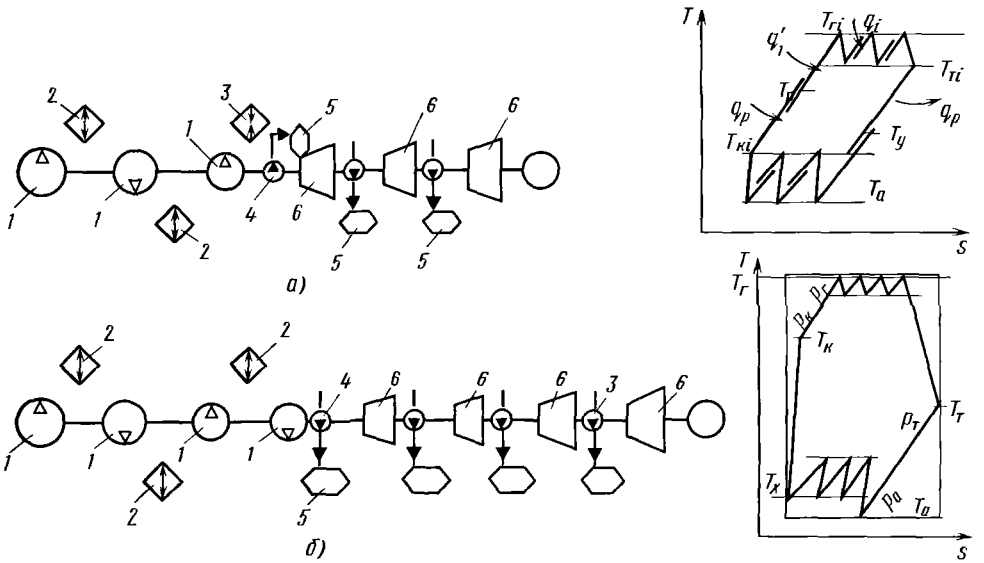


Рис. 4.24.
Схемы и циклы многоагрегатных ГТУ:
а – с регенератором, промежуточным охлаждением и подогревом; *б* – без регенератора, с промежуточным охлаждением и подогревом; *1* – компрессор; *2* – воздухоохладитель; *3* – теплообменник; *4* – насос; *5* – камера сгорания; *6* – турбина

многоступенчатых сжатия и расширения (рис. 4.24, *б*). При этом значения ω получаются значительно бóльшими, чем в установке, выполненной по рассмотренной выше схеме (см. рис. 4.24, *а*), однако в ней нет тяжелого и громоздкого регенератора.

Газотурбинная установка замкнутого цикла (ЗГТУ, рис. 4.25) включает газоохладитель *1*, понижающий температуру газа до начального значения $T_н$, и регенератор *3*. Вместо камеры сгорания в ЗГТУ устанавливается подогреватель *4*, в котором рабочее тело не смешивается с продуктами сгорания топлива. Выбор рабочего тела в ЗГТУ определяется требованиями, предъявляемыми к установке. Наиболее часто в ЗГТУ в качестве рабочего тела используют воздух, азот, инертные газы и их смеси, углекислый газ.

Из сравнения диаграмм циклов, приведенных на рис. 4.21, *б* и 4.25, *б*, следует, что замкнутый цикл ГТУ принципиально не отличается от открытого цикла. Однако начальное давление $p_н$ в цикле может быть существенно выше атмосферного, что приводит к некоторому увеличению металлоемкости установки. Вместе с тем в ЗГТУ можно получать значительные мощности при небольших диаметрах проточных частей компрессоров и турбин и меньших поверхностях теплообмена в регенераторе, чем в ГТУ открытого цикла. При использовании любого топлива, даже угольной пыли, ЗГТУ работают на чистом рабочем теле, но размеры и масса подогревателя получаются бóльшими. Следует отметить, что ЗГТУ на органическом топливе в стационарном энергомашиностроении распространения не получили; их применение значительно более эффективно в циклах с ядерным реактором как подогревателем.

Газотурбинная установка замкнутого цикла – ГТУ, в которой рабочее тело циркулирует по замкнутому контуру.

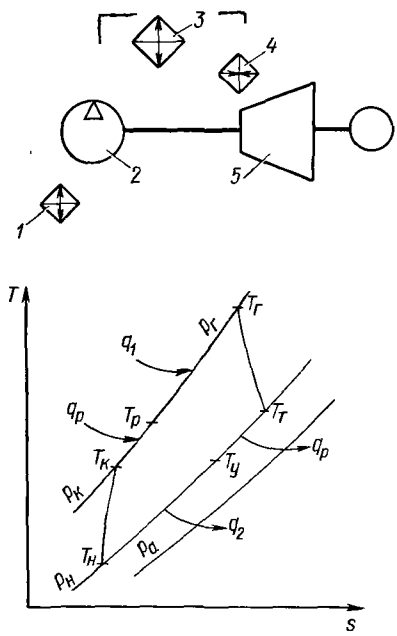


Рис. 4.25.
Схема и цикл замкнутой ГТУ:
1 – газоохладитель; *2* – компрессор; *3* – регенератор; *4* – подогреватель; *5* – турбина

Простейшая ГТУ $v = \text{const}$ (рис. 4.26) отличается от ГТУ $p = \text{const}$ только устройством камеры сгорания и происходящим в ней процессом сгорания. Воздух в камеру *4* поступает через продувочный *2* и впускной *3* клапаны (рис. 4.26), а выходит из нее через сопловой клапан *5*. В начале цикла через продувочный клапан *2* от компрессора в течение времени $t_п$ поступает воздух невысокого давления $p_п > p_а$; при этом впускной клапан *3* закрыт, а через сопловой клапан *5* и турбину *7* выходят продукты сгорания предыдущего цикла. К концу периода $t_п$ сопловой и продувочный клапаны закрываются, и воздух из компрессора поступает в камеру сгорания в течение времени $t_н$.

К концу периода наполнения давление $p_{кам}$ в камере становится равным давлению $p_к$ за компрессором. Одновременно с наполнением камеры воздухом в нее подается топливо, и в конце процесса оно воспламеняется от электрической свечи.

Поскольку в этот момент все клапаны закрыты, а температура газа повышается до $T_г$, давление соответственно увеличивается до $p_г$ за период времени t_q. В конце периода сгорания открывается сопловой клапан, газ поступает в турбину в течение времени t_v, а давление в камере падает почти до атмосферного. При этом открывается продувочный клапан, и цикл начинается снова.

Таким образом, полное время цикла $t_ц = t_п + t_н + t_q + t_v$, из которого доля активного времени составляет лишь 10–15%. Это обусловливает увеличение размеров турбины и всей установки при заданной мощности. Для уменьшения колебаний давления и повышения КПД лопаточных машин на магистралях подачи основного и продувочного воздуха предусматриваются ресиверы.

Оценку эффективности ГТУ $v = \text{const}$ в сравнении с ГТУ $p = \text{const}$ целесообразно проводить при одинаковых температуре рабочих лопаток первых ступеней турбин и степенях повышения давления в компрессоре.

Комбинированные турбинные установки на органическом топливе. По принципу взаимодействия рабочих тел комбинированные турбинные установки делятся на две группы:

1) с разделенными контурами, в которых пароводяное и газообразное рабочие тела движутся отдельно по самостоятельным трактам (контурам), передавая теплоту в аппаратах поверхностного типа;

2) контактного типа или со смешением, в которых происходит смешение продуктов сгорания топлива с пароводяным рабочим телом перед расширением в газопаровой турбине.

Парогазовые установки выполняются с раздельными контурами. Различают ПГУ трех типов: 1) с высоконапорным

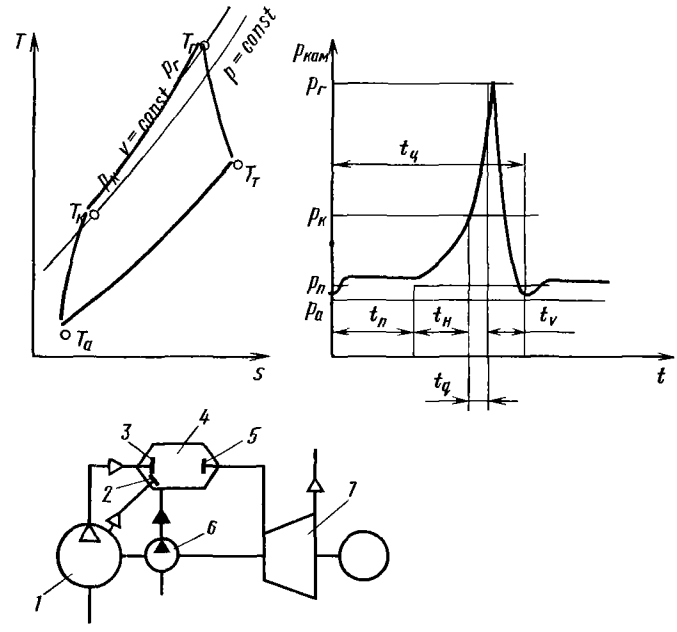


Рис. 4.26.
Схема, цикл и изменение давления $p_{кам}$ в камере сгорания простейшей ГТУ с v = const:
1 — компрессор; *2* — продувочный клапан; *3* — впускной клапан; *4* — камера сгорания; *5* — сопловой клапан; *6* — насос; *7* — турбина

парогенератором (ВПГ, рис. 4.27, *а*); 2) с низконапорным парогенератором (НПГ, рис. 4.27, *б*); 3) с использованием отходящей от газовой турбины теплоты для подогрева питательной воды в ПТУ (рис. 4.27, *в*).

Высоконапорный парогенератор обычно совмещен с камерой сгорания *10* газового контура, и все топливо сгорает при высоком давлении (рис. 4.27, *а*). Для повышения КПД установки за газовой турбиной *4* устанавливают газоводяной подогреватель *9*, который частично вытесняет паровую регенерацию в паротурбинной части установки.

В ПГУ с низконапорным парогенератором (со сбросом или сбросного типа) отработавшие в ГТУ газы поступают в топку котла *11* и используются для сжигания дополнительного количества топлива (см. рис. 4.27, *б*). В таких ПГУ также предусматривается газоводяной подогреватель *9*.

В ПГУ третьего типа отработавшие в ГТУ газы направляются в газовый подогреватель *14* питательной воды, где утилизируется теплота этих газов, количество которой может быть достаточным для того, чтобы отключить регенеративные подогреватели питательной воды в паротурбинной части ПГУ.

Газопаровые установки выполняют по разделенным и контактным схемам.

Парогазовая установка (ПГУ) — комбинированная установка, в которой основная доля теплоты подводится с топливом в паротурбинную часть.
Газопаровая установка (ГПУ) — комбинированная установка, в которой основная доля теплоты подводится с топливом в камеру сгорания ГТУ.

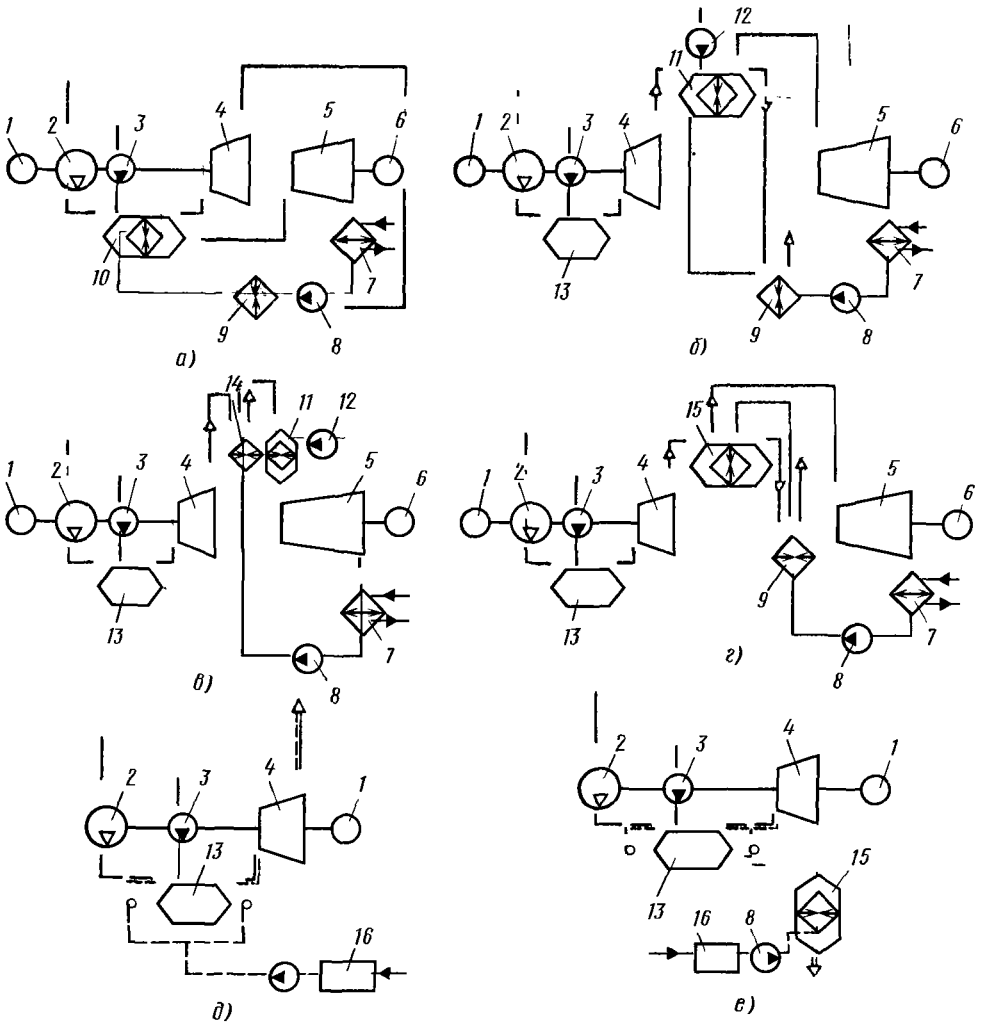


Рис. 4.27.
Принципиальные тепловые схемы парогазовых и газопаровых установок:
1 и *6* – электрогенератор; *2* – компрессор; *3* – система топливоподачи; *4* – газовая (или парогазовая) турбина; *5* – паровая турбина; *7* – конденсатор; *8* – насос; *9* – газоводяной подогреватель; *10* – камера сгорания с парогенератором; *11* – котел; *12* – система топливоподачи; *13* – камера сгорания ГТУ; *14* – газовый подогреватель питательной воды; *15* – котел-утилизатор; *16* – система химводоочистки

В ГПУ по разделенной схеме все топливо или основная его часть сжигается в камере сгорания ГТУ. Простейшая схема ГПУ разделенной схемы без дожигания топлива показана на рис. 4.27, *г*. Иногда тепловой цикл без подвода теплоты топлива к пароводяному рабочему телу называют бинарным газопаровым циклом. В ряде случаев предусматривается некоторый небольшой (не более 15–20% расхода топлива газового контура) подвод топлива перед котлом-утилизатором.

В ГПУ, выполненной по контактной схеме, определенное количество воды (рис. 4.27, *д*) или пара (рис. 4.27, *е*) вводится в тракт высокого давления. Для генерации пара в ГПУ по схеме рис. 4.27, *е* предусмотрен котел-утилизатор *15*, в котором используется часть теплоты отработавшей в турбине парогазовой смеси. Ввод воды или пара увеличивает расход рабочего тела через парогазовую турбину по сравнению с расходом воздуха через компрессор, следовательно, возрастает работа турбины. Поскольку затраты энергии на прокачивание воды малы, мощность установки повышается намного (на 100% и более). Недостатком ГПУ контактного типа является необходимость в системе химводоочистки подаваемой в турбину воды, которая теряется с отработавшими газами. Подвод дополнительного количества рабочего тела оказывается значительным: до 50–60% расхода воздуха через компрессор.

Повышение топливной экономичности комбинированных турбинных установок может быть достигнуто путем увеличения средней температуры подвода теплоты в ГТУ и уменьшением средней температуры отвода теплоты к холодному источнику в конденсационной части ПТУ. Перспективными являются ПГУ и ГПУ, включающие процесс газификации угля для получения низкокалорийного газа в качестве топлива в ГТУ (рис. 4.28). ГПУ и ПГУ, схемы которых показаны соответственно на рис. 4.28, *а* и *б*, отличаются от ПГУ и ГПУ, приведенных на рис. 4.27, *б* и *г*, наличием включенной в циклы системы газификации с очисткой получаемого горючего газа от несгоревших частиц и серы. Лучшим для ПГУ и ГПУ считается способ газификации в кипящем слое, при его применении можно получать термический КПД до 44–46% при начальной температуре газа 1350–1400 К. При повышении температуры на каждые 100 К КПД повышается на 2% (абсолютных) и удельная мощность почти на 10% (относительных).

Существенно больший КПД, чем у самой экономичной ПТУ, можно получить при сочетании МГД-генератора с ПТУ или ГТУ, т. е. в МГД-установке. Термодинамический цикл такой комбинированной установки аналогичен циклу ПГУ (см. рис. 4.27). При верхнем температурном пределе работает МГД-генератор (перепад температуры газа в нем может быть 3500–2500 К), а в нижнем – ПТУ (при $T = 820 \div 300$ К). Между МГД-генератором и ПТУ обычно включается регенератор, подогревающий воздух, сжатый в компрессоре и поступающий в камеру сгорания перед МГД-генератором, а за регенератором – парогенератор и пароперегреватель. Компрессор приводится паровой турбиной, которая к тому же выдает дополнительную электрическую энергию. Термический КПД цикла МГД-установки определяется суммой $\eta_{t\,МГДУ} = \eta_{t\,МГДГ} + \eta_{t\,ПТУ} - \eta_{t\,МГДГ}\eta_{t\,ПТУ} = \eta_{t\,МГДГ} + (1 - \eta_{t\,МГДГ}) \times \eta_{t\,ПТУ}$, где $\eta_{t\,МГДГ}$ – доля теплоты, преобразованной в канале МГД-генератора в электричество; $(1 - \eta_{t\,МГДГ})$ – доля теплоты, подведенной к ПТУ; $\eta_{t\,ПТУ}$ – КПД ПТУ.

Если $\eta_{t\,МГДГ} = 20\%$, а $\eta_{t\,ПТУ} = 40\%$, то $\eta_{t\,МГДУ} = 52\%$. Однако при учете потерь в действительном цикле эффективный КПД установки оказывается значительно меньшим, что связано с потерей теплоты в большом диапазоне температур от выхода из регенератора и до температуры пара на входе в турбину. Одним из способов повышения КПД МГД-установки является применение в ней ГТУ вместо ПТУ.

Турбинные установки на ядерном топливе, солнечной и геотермальной энергии. **Ядерный реактор** в комбинированных установках является источником тепло-

Ядерный реактор – устройство, предназначенное для организации и поддержания управляемой цепной реакции деления ядер.

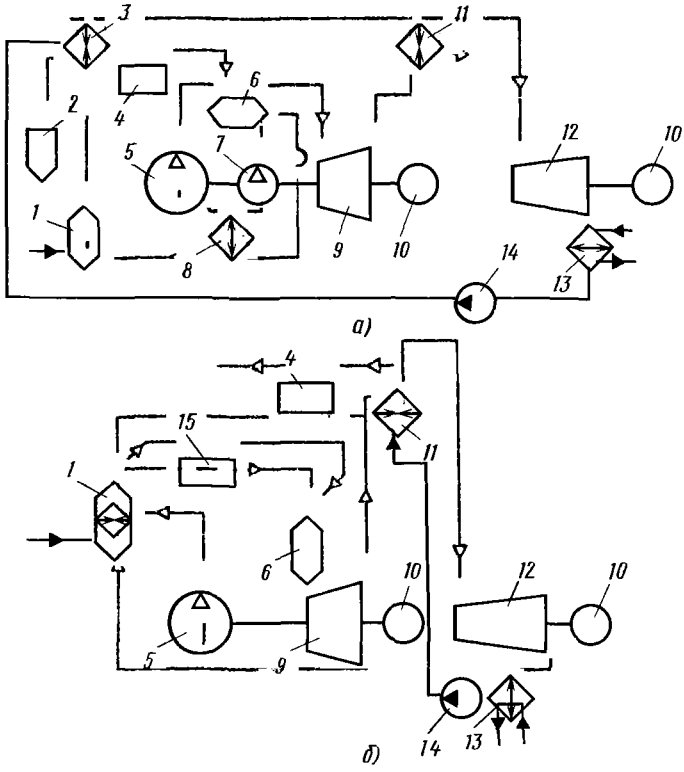


Рис. 4.28.
Схемы ПГУ и ГПУ на продуктах газификации угля:
а – ГПУ без дожигания топлива; *б* – ПГУ с НПГ; *1* – газогенератор; *2* – циклон; *3* – экономайзер; *4* – система очистки от серы; *5* и *7* – компрессоры; *6* – камера сгорания; *8* – воздухоохладитель; *9* – газовая турбина; *10* – нагрузка; *11* – котел; *12* – паровая турбина; *13* – конденсатор; *14* – насос; *15* – система очистки горючего газа

ты, как котел или камера сгорания, поэтому термодинамические циклы с ПТУ или ГТУ (соответственно АПТУ и АЗГТУ) в основном подобны циклам ПТУ и ЗГТУ на органическом топливе. Наиболее распространенными АПТУ являются одно-, двух- и трехконтурные. Одноконтурные АПТУ включают кипящие водяные энергетические реакторы. В канальных реакторах происходит кипение воды с образованием пароводяной смеси. Пар и вода разделяются в сепараторах; насыщенный пар подается в турбину, затем конденсируется, смешивается с отсепарированной водой, и смесь снова поступает в реактор. По такой схеме выполняются АПТУ большой мощности с реакторами типа РБМК, например, мощностью 1000 МВт с реакторами РБМК-1000.

Влажность пара в конце процесса расширения в турбине, работающей в составе АПТУ, не должна превышать 12–14 %, что выполнимо лишь при введении сепарации влаги и перегрева (рис. 4.29, *а*). При давлении в конце процесса расширения $p_т = 0{,}0034 \div 0{,}0039$ МПа сепарация необходима при давлении $p_{к'} = 0{,}3 \div 0{,}4$ МПа; при $p_т > 4{,}5$ МПа однократной сепарации оказывается недостаточно и применяют двукратную (рис. 4.29, *б*). В одноконтурных АПТУ с реактором канального

типа при прямоточной схеме течения воды как при закритических, так и при докритических параметрах свежего пара сепаратор пара не нужен.

Термический КПД цикла, показанного на рис. 4.29, *б*,

$$\eta_t = \Delta i_т/(i_{к'} - i_т),$$

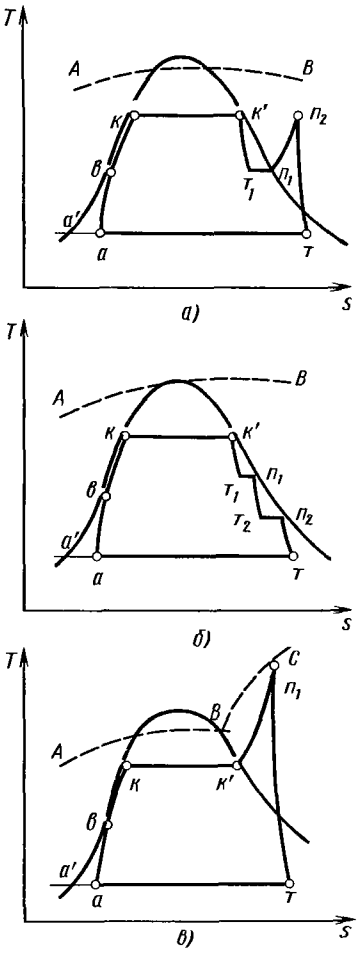


Рис. 4.29.
Циклы одноконтурных АПТУ, работающих на паре:
а – насыщенном с однократной сепарацией и промежуточным перегревом; *б* – насыщенном с двукратной сепарацией; *в* – перегретом (кривые AB и ABC – изменение температуры поверхности твэлов)

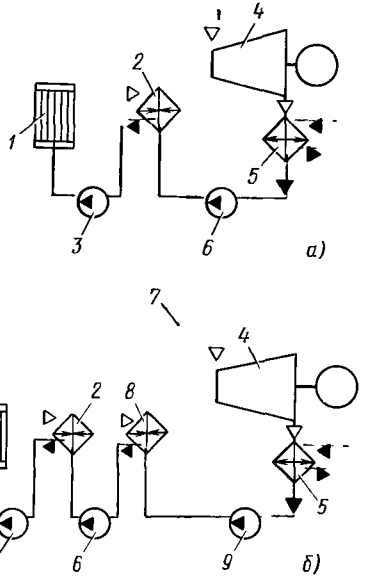


Рис. 4.30.
Схемы многоконтурных АПТУ:
а – двухконтурных; *б* – трехконтурных; *1* – реактор; *2* и *8* – парогенераторы; *3*, *6* и *9* – насосы; *4* – паровая турбина; *5* – конденсатор; *7* – контур биологической защиты

где $\Delta i_т = (i_{к'} - i_т)\,k$ – суммарный теплоперепад, использованный в турбине, с учетом отборов на регенерацию и сепарацию, в связи с чем $k < 1$.

Пар (рис. 4.29, *в*) перегревается в реакторе до температуры (точка n_1), при которой в конце процесса расширения (точка m) влажность оказывается в допустимых пределах. АПТУ, работающие по этому циклу, характеризуются высокими КПД и удельной мощностью, начальными параметрами пара примерно 8 МПа и 773 К. Основным преимуществом одноконтурных АПТУ является возможность получения высокого КПД благодаря отсутствию теплообменника и малому расходу энергии на собственные нужды.

В двухконтурных АПТУ (рис. 4.30, *а*) источником теплоты служит водо-водя-

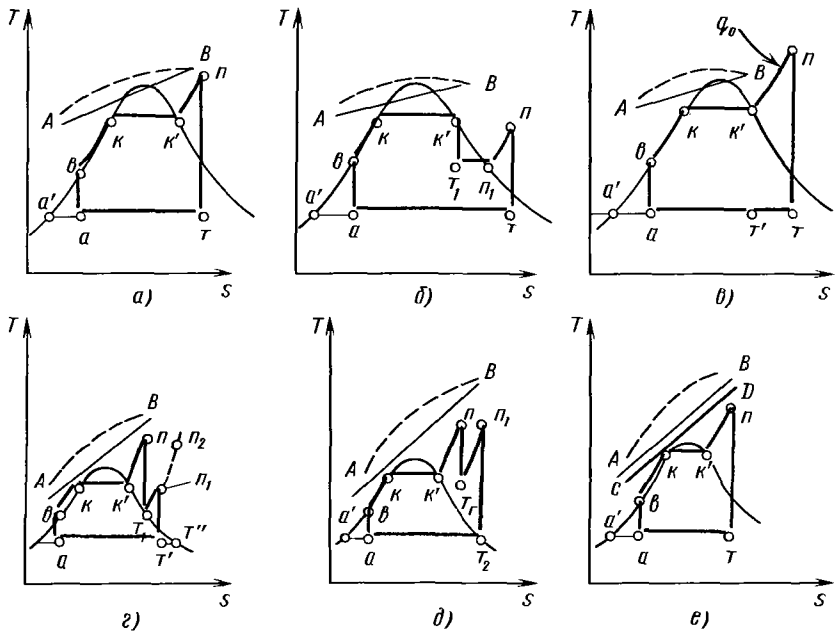


Рис. 4.31.
Циклы АПТУ:
а – двухконтурной с начальным перегревом пара; *б* – двухконтурной на насыщенном паре с однократной сепарацией и перегревом; *в* – двухконтурной с начальным перегревом от постороннего источника (*AB* – линия подвода теплоты от теплоносителя); *г* – двухконтурной с газоохлаждаемым реактором (цикл двух давлений); *д* – двухконтурной с газоохлаждаемым реактором с перегревом пара и промежуточным перегревом до начальной температуры (*AB* – изменение температуры теплоносителя реакторного контура); *е* – трехконтурной с реактором, охлаждаемым жидким металлом (*AB*, *CD* – изменение температуры теплоносителя соответственно первого и второго контуров)

ной энергетический реактор *1*. Параметры циклов таких АПТУ (рис. 4.31) определяются параметрами промежуточного теплоносителя. Основными преимуществами двухконтурной АПТУ являются радиационная безопасность оборудования второго контура, возможность выбора наивыгоднейшего теплоносителя для реактора и рабочего тела для турбины.

В цикле с начальным перегревом пара (рис. 4.31, *а*) температура перегрева (точка *п*) зависит от максимальной температуры воды в первом контуре (точка *B*) и температурного напора $T_A - T_п$. КПД цикла на перегретом паре получается низким (до 30 %) вследствие низкого давления пара во втором контуре (до 2 МПа), поэтому эффективнее использовать насыщенный пар (рис. 4.31, *б*). Давление теплоносителя первого контура примерно 15–16 МПа, давление насыщенного пара перед турбиной 5–6 МПа, температура примерно 550 К, влажность менее 0,1 %.

При применении начального перегрева от постороннего источника (рис. 4.31, *в*), например, путем подвода теплоты $q_в$, образующейся при сжигании органического топлива, начальные параметры пара могут быть любыми допустимыми для паровой турбины. По такому циклу работают АЭС в различных странах, однако в последние

годы такие установки не строят ввиду сложности их конструкции и эксплуатации.

Кроме двухконтурных АПТУ с водой в качестве теплоносителя первого контура строятся двухконтурные АПТУ с газоохлаждаемыми реакторами (рис. 4.31, *г*), теплоносителями в которых служит углекислый газ (при низких температурах), гелий или азот (при высоких температурах). Такие АПТУ могут работать по циклу двух давлений. Его можно представить состоящим из цикла $вкк'пт'_1в$ высокого давления и температуры и цикла $вт_1n_2т''т'ав$ низкого давления и температуры. В цикле осуществляется смешение пара высокого и низкого давления (линия $т_1n_1$), в результате образуется перегретый пар с параметрами точки n_1. Энтальпия этого пара

$$i_{п1} = (i_{т1} + \varepsilon i_{п2})/(1 + \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0{,}25 \div 0{,}35$ – отношение расхода пара низкого давления к расходу пара высокого давления.

КПД такого цикла

$$\eta_t = (i_п - i_{п1})\,[1 + \varepsilon\,(i_{п2} - i_{п1})/(i_п - i_{п1}) - \\ - \sum_{i=1}^{n} \alpha_i y_i]/[(i_п - i_в) + \varepsilon\,(i_{п2} - i_в)],$$

где α_i – доля пара, отбираемого на регенерацию; y_i – коэффициент недовыработки мощности паром соответствующего отбора.

В АПТУ, работающих по такому циклу, уменьшаются затраты мощности на прокачивание теплоносителя и увеличивается расход перегретого пара.

При высоких температурах газа в первом контуре целесообразнее использовать цикл с газоохлаждаемым реактором с перегревом пара и промежуточным перегревом пара (рис. 4.31, *д*). При закритических начальных параметрах пара КПД АПТУ может достигать 40–42%. В таких АПТУ можно применять серийно выпускаемые паровые турбины, но серьезные трудности вызывает создание надежного высокотемпературного реактора, поскольку для получения указанной экономичности температура теплоносителя-газа должна быть не менее 910–920 К.

Теплоносителем первого и второго контуров в трехконтурной АПТУ (см. рис. 4.30, *б*) с начальным и промежуточным перегревом (см. рис. 4.31, *е*) обычно является натрий. АПТУ по такому циклу наиболее применимы для АЭС с реакторами-размножителями на быстрых нейтронах. Теплоносителями третьего контура служат вода и пар. Теплообмен между теплоносителями контуров осуществляется последовательно в промежуточном (натрий – натрий) теплообменнике и в парогенераторе (натрий – вода).

Атомные замкнутые ГТУ (АЗГТУ), как правило, проектируются одноконтурными и включают агрегаты, повышающие их экономичность: промежуточные газоохладители, регенератор и т. д. Термодинамические циклы таких АЗГТУ в принципе не отличаются от соответствующих циклов замкнутых ГТУ на органическом топливе. В стационарных и транспортных АЗГТУ в качестве рабочего тела используется гелий. Целесообразность применения гелия следует из сопоставления термодинамических, технико-экономических и эксплуатационных свойств различных рабочих тел. Гелий обладает высокой теплопроводностью, скорость его в канале реактора может быть большой, он удовлетворяет ряду специфических требований, предъявляемых к рабочим телам ядерных реакторов. Однако его стоимость высока, и требуется тщательное уплотнение контура; лопаточные машины, работающие на гелии, получаются более сложными и имеют большую стоимость (ступеней приблизительно в 2 раза больше, чем в компрессорах и турбинах, работающих на воздухе).

В качестве реактора в АЗГТУ может применяться высокотемпературный газоохлаждаемый реактор (ВТГР) и реактор-размножитель на быстрых нейтронах с гелиевым теплоносителем (БРР).

ВТГР включается в основном в двухконтурные схемы с регенерацией, но может использоваться в одноконтурных АЗГТУ большой мощности (до 2000–3000 МВт) с температурой гелия при выходе из реактора до 1270 К и давлении 5–8 МПа. КПД простейшей АЗГТУ при $T_г = 1100 \div 1200$ К составляет всего 30–32%. Для стационарных энергетических АЗГТУ мощностью до 1000–1200 МВт, работающих на гелии, углекислоте или азоте, целесообразен цикл с промежуточным охлаждением при сжатии и регенерацией. Такие рабочие тела, как CO_2 и шестифтористая сера SF_6, имеют низкую критическую температуру и позволяют уменьшить работу сжатия, так как повышение давления осуществляется не в паровой, а в жидкой фазе.

Повышения КПД АЗГТУ можно достичь при применении химически реагирующих или диссоциирующих веществ, например, четырехокиси азота N_2O_4. При их нагреве и охлаждении протекают обратимые реакции, сопровождающиеся соответственно увеличением или уменьшением числа молей и газовой постоянной. При этом работа расширения увеличивается, а работа сжатия уменьшается, следовательно, КПД и удельная мощность цикла возрастают. При нагреве N_2O_4 происходит термическая диссоциация по двум последовательным реакциям: $N_2O_4 \rightleftarrows 2NO_2 - 624$ кДж/кг, $2NO_2 \rightleftarrows 2NO + O_2 - 1227$ кДж/кг. Это вещество может также служить теплоносителем в реакторах на быстрых нейтронах, однако оно очень токсично.

Перспективным является применение возобновляемых источников энергии, в частности энергии Солнца и геотермальных вод, путем преобразования их в механическую или электрическую энергию с помощью, например, турбин.

При создании солнечных энергоустановок (СЭУ) необходимо обеспечить концентрацию солнечной энергии и учитывать непостоянство солнечного излучения как в течение суток, так и вследствие изменения погодных условий. В связи с этим необходимо аккумулирование солнечной энергии.

СЭУ большой мощности (рис. 4.32) состоит из четырех подсистем: зеркал-концентраторов *1* солнечных лучей, коллектора-приемника *2* теплоты, аккумулятора теплоты *4* (в указанном случае), ПТУ или ГТУ *5* и системы управления *3*. Теплоноситель, применяемый в СЭУ, может быть нагрет до высокой температуры при применении концентраторов различного типа. Для мощных солнечных СЭУ целесообразно применение системы зеркал-гелиостатов, располагаемых на Земле вокруг приемного коллектора. Зеркала должны автоматически поворачиваться вслед за Солнцем. Ввиду малой плотности солнечной энергии, попадающей на Землю, площади зеркал-гелиостатов получаются очень большими, например, зеркала-гелиостаты СЭУ мощностью 200 МВт должны занимать площадь около 10 км^2. Коллекторы-приемники теплоты для нагрева теплоносителя всегда должны находиться в фокусе зеркал, располагаясь на вершинах башен высотой до 100–400 м, чтобы воспринимать лучи, отраженные от всех зеркал.

Наряду с установками башенного типа могут применяться автономные СЭУ, в которых нагреватель рабочего тела теплового двигателя, преобразующего тепловую энергию, например, в электрическую размещается в фокальной плоскости отражательной зеркальной параболической поверхности большого диаметра (10–100 м), и несколько таких установок работают на общую электрическую сеть. Такой способ преобразования солнечной энергии пригоден для электрических сетей общей мощностью до 10 МВт.

При применении одноконтурных ПТУ теплоносителем в коллекторе и одновременно рабочим телом в установке служат водяной пар или пары металлов. В двухконтурной ПТУ в «солнечном котле» производится нагрев промежуточного теплоносителя, который затем

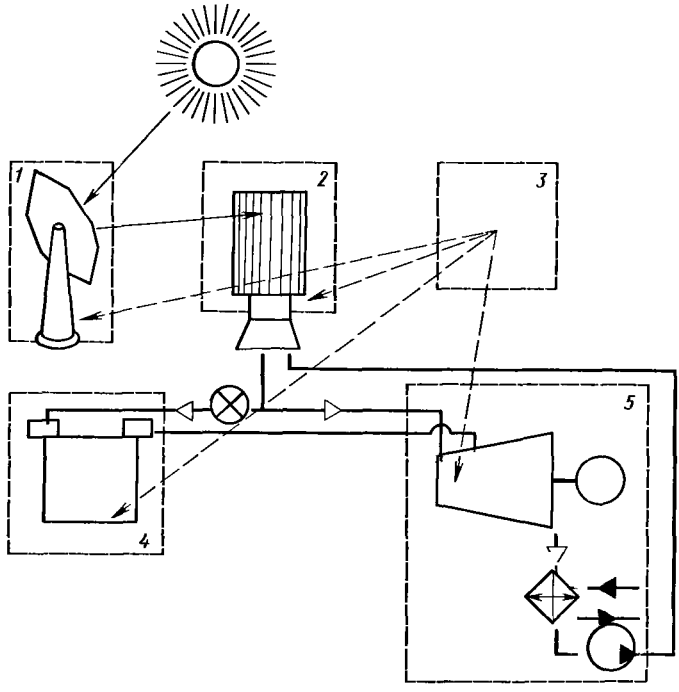


Рис. 4.32.
Принципиальная схема солнечной энергоустановки

отдает теплоту рабочему телу второго контура (обычно водяному пару). Теплоносителями первого контура могут быть натрий, соли (нитраты) натрия и калия.

ГТУ в составе СЭУ могут работать по открытому (на воздухе) или замкнутому (на воздухе или гелии) циклам. Рабочее тело поступает в нагреватель после сжатия в компрессоре и подогрева в регенераторе.

Накопление солнечной энергии может происходить в тепловых аккумуляторах. Тепловой аккумулятор небольшой мощности (например, для применения СЭУ на космических объектах) может быть теплообменником, заполненным расплавленным теплоносителем с высокой температурой плавления и большой скрытой теплотой плавления. Этим требованиям удовлетворяют, например, гидрит лития LiH или фтористый натрий NaF. Для стационарных СЭУ могут применяться вещества меньшей стоимости, например, хлориды щелочных металлов и их смеси. Для СЭУ большой мощности (100 МВт) аккумулятор выполняется в виде цилиндрического бака диаметром и высотой около 20 м, заполненного гранитной крошкой и теплоаккумулирующей жидкостью, работающей в диапазоне температур 490–575 К. При заряде аккумулятора более холодная жидкость со дна перекачивается в подогреватель для получения теплоты от пара из парогенератора. При разряде аккумулятора жидкость отбирается сверху бака, отдает теплоту рабочему телу и возвращается в бак снизу.

Расчетные затраты на производство электроэнергии СЭУ пока оказываются значительно более высокими, чем на электростанциях с ПТУ на органическом топливе. Однако с развитием технологии, совершенствованием систем автоматического регулирования, обеспечением стабильности работы СЭУ их стоимость

может быть существенно снижена.

Геотермальные энергоустановки могут использовать два типа источников геотермальной энергии: гидротермальные (или паротермальные) и петротермальные. К первым относятся подземные запасы горячей воды или пара с температурой до 570–620 К. Практически все освоенные источники геотермальной энергии относятся к этому типу. Петротермальные источники связаны с изменением температуры сухих горных пород от поверхности к центру Земли с градиентом 40–80 К/км. Проблема использования этой теплоты сложна и недостаточно изучена.

Мероприятия по снижению токсичности и шумности турбинных установок. Основными токсичными веществами, выбрасываемыми в атмосферу ПТУ и ГТУ, являются продукты полного сгорания (окислы серы SO_2 и зола) и неполного (окись углерода CO, сажа и углеводороды HC), а также окислы азота NO_x, образующиеся при высоких температурах горения. Поскольку термодинамический цикл ПТУ замкнут, то токсичные вещества выбрасываются в атмосферу только в топках паровых котлов. В мощных паротурбинных блоках современных электростанций осуществляется процесс сгорания топлива с полнотой, близкой к 100%. Блоки оборудованы золоуловителями, имеющими КПД 95–99%. Поэтому даже при сжигании угля и мазута доля ПТУ в общем загрязнении среды сравнительно невелика, а выбросы в основном представляют собой SO_2 и NO_x. Наиболее сложным оказывается предупреждение выбросов соединений серы. Способы очистки продуктов сгорания или топлива от серы имеют высокую стоимость и не нашли широкого использования. Радикальным возможным путем решения этой задачи является газификация угля или мазута и очистка газа от серы перед сжиганием. В настоящее время снижение концентрации SO_2 в атмосфере до допустимого значения обеспечивается путем расположения энергоустановок в слабозагазованных районах и применением высоких дымовых труб (до 320–350 м и даже выше).

Непосредственной мерой уменьшения содержания NO_x в газах из ГТУ является снижение температуры пламени в камере сгорания и уменьшение времени пребывания топлива в первичной зоне горения. Это достигается впрыскиванием воды или пара в первичную зону, применением предварительного испарения и тщательного перемешивания топлива и воздуха, одновременным впрыскиванием аммиака и перекиси водорода в отходящие из ГТУ газы и др. Расход впрыскиваемого пара в зону реакции в камере или в смеситель перед подачей топлива к форсункам при заметном уменьшении образования NO_x сопоставим с относительным расходом топлива в ГТУ. Уменьшить содержание токсичных веществ можно также при помощи каталитической переработки NO_x за ГТУ.

Допустимые уровни звукового давления (в дБ) в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 63–8000 Гц, а также уровни звука и эквивалентные уровни звука (в дБ по шкале А) регламентируются ГОСТ 12.1.003–83.

ПТУ – это установки замкнутого контура. Их шум достаточно хорошо гасится звукоизолирующими кожухами, не требуются специальные конструктивные меры для его снижения. Значительно сложнее снижать шум ГТУ открытого типа. Для ГТУ характерен шум аэродинамического и механического происхождения. Шум аэродинамического происхождения возникает вследствие стационарных и нестационарных процессов в воздухе и продуктах сгорания во всем аэродинамическом тракте от воздухозаборного устройства до выпуска отработавших газов. С целью снижения уровня шума этого вида применяют различные средства во входных и выпускных устройствах ГТУ. В зависимости от мощности и конструкции ГТУ уровни звука при входе воздуха

в компрессор достигают 130—150 дБ по шкале А, поэтому вход в ряде случаев оборудуют эффективным глушителем, обеспечивающим существенное снижение уровня звука. Такие глушители должны иметь небольшое гидравлическое сопротивление, так как КПД установки резко снижается при повышении сопротивления на входе.

Эффективной является установка во впускном тракте ГТУ решетки из толстых пластин, изготовляемых из плотных (до 90 кг/м^3) волокнистых материалов (синтетического волокна, войлока и т. п.) и защищаемых снаружи перфорированными металлическими листами и проволочной сеткой. Шум при выходе из газовой турбины достигает 140—160 дБ по шкале А при очень широком спектре частот, с трудно подавляемыми низкими частотами. Снижение уровня шума на выходе возможно гофрированием участков патрубка и выпускной трубы, установкой глушителей торпедообразной формы, которые перекрывают центральную часть тракта и создают дополнительные поверхности для поглощения звука. Шумопоглощающие материалы в газовыпускном тракте выбираются более стойкими к высокой температуре газа.

Одно из преимуществ ГТУ регенеративного цикла заключается в том, что теплообменник является глушителем, и вместе с проблемой снижения температуры отработавших газов частично решается . проблема шумоглушения. Тем же целям служит котел-утилизатор, располагаемый в выпускном тракте ПГУ.

Для предотвращения распространения шума механического происхождения, возникающего из-за вибрации ГТУ и агрегатов вспомогательных систем, применяют упругие амортизаторы, а также гибкие вставки в трубопроводах и воздуховодах, подведенных к двигателю.

Для уменьшения уровня шума и снижения теплового излучения ГТД применяют звукоизолирующие вентилируемые кожухи, которые покрываются изнутри звукоизолирующим материалом.

5. ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

5.1. Основные типы двигателей

Принцип действия и применение двигателей

В двигателях внутреннего сгорания (ДВС) топливо и необходимый для его сгорания воздух вводятся в объем цилиндра двигателя, ограниченный днищем крышки *5*, стенками *2* цилиндра и днищем поршня *6* (рис. 5.1). Образующиеся при сгорании топлива высокотемпературные газы оказывают давление на поршень *6* и перемещают его. Поступательное движение поршня через шатун *7* передается установленному в картере коленчатому валу *8* и, таким образом, преобразуется во вращательное движение. В связи с возвратно-поступательным движением поршня *6* сгорание топлива в поршневых двигателях происходит периодически (циклично) определенными порциями, причем сгоранию каждой порции предшествует ряд подготовительных процессов. Свежий заряд поступает в цилиндр через впускной клапан *3*, а продукты сгорания удаляются через выпускной клапан *4*.

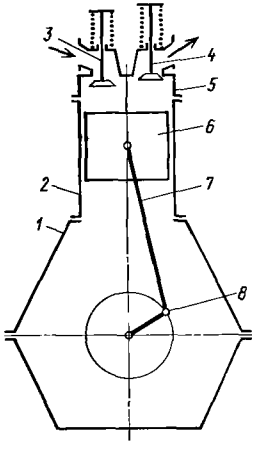


Рис. 5.1.
Схема конструкции двигателя внутреннего сгорания:
1 – картер; *2* – стенки цилиндра; *3* – впускной клапан; *4* – выпускной клапан; *5* – крышка (головка) цилиндра; *6* – поршень; *7* – шатун; *8* – коленчатый вал

Комбинированный ДВС (рис. 5.2) включает поршневую часть *1*, несколько компрессоров *3* и газовых турбин *2*, а также устройства *4* для подвода и отвода теплоты, объединенные между собой общим рабочим телом. В качестве поршневой части комбинированного двигателя используется поршневой ДВС.

Энергия комбинированного двигателя передается потребителю через вал поршневой части или газовой турбины, а также обоими валами одновременно. Количество компрессоров и расшири-

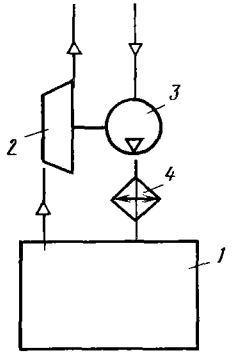


Рис. 5.2.
Схема комбинированного двигателя внутреннего сгорания:
1 – поршневая часть; *2* – газовая турбина; *3* – компрессор; *4* – охладитель воздуха

Двигатель внутреннего сгорания – тепловой двигатель, внутри которого происходит сжигание топлива и преобразование части выделившейся теплоты в механическую работу

тельных машин, их типы и конструкции, связь с поршневой частью и между собой определяются назначением комбинированного двигателя, его схемой и условиями эксплуатации. Наиболее компактны и экономичны комбинированные двигатели, в которых продолжение расширения выпускных газов поршневой части осуществляется в газовой турбине (см. рис. 5.2), а предварительное сжатие свежего заряда производится в центробежном компрессоре, причем мощность потребителю обычно передается через коленчатый вал поршневой части.

Поршневой ДВС и газовая турбина в составе комбинированного двигателя удачно дополняют друг друга: в первом наиболее эффективно в механическую работу преобразуется теплота малых объемов газов при высоком давлении, а в газовой турбине наилучшим образом используется теплота больших объемов газа при низком давлении.

Существует много схем комбинированных двигателей. Так, в схеме, показанной на рис. 5.2, выпускные газы из поршневого двигателя с высокой температурой и давлением расширяются в газовой турбине *2*, приводящей в действие компрессор *3*. Компрессор *3* засасывает воздух из атмосферы и под определенным давлением подает его через охладитель *4* в цилиндры поршневой части *1*. В охладителе понижается температура воздуха, вследствие чего возрастает его плотность, а главное, понижаются максимальная и средняя температура газов в цилиндре, что способствует повышению надежности работы двигателя. Увеличение наполнения цилиндров двигателя воздухом путем повышения давления на впуске называют наддувом. При наддуве увеличивается свежий заряд, заполняющий цилиндр при впуске, по сравнению с зарядом воздуха в том же двигателе без наддува.

Двигатели внутреннего сгорания получили широкое распространение во всех странах мира. Широкое применение поршневых и комбинированных ДВС в промышленности, на транспорте, в сельском хозяйстве и стационарной энергетике обусловлено рядом их положительных качеств. Это прежде всего высокая экономичность и возможность соединения практически с любым потребителем энергии. Последнее объясняется тем, что ДВС отличаются хорошей приспособляемостью к потребителю. Достаточно большой срок службы, надежность в эксплуатации, сравнительно невысокая начальная стоимость, компактность и малая масса двигателей внутреннего сгорания позволили широко использовать их в силовых установках, имеющих ограниченные размеры.

Установка с ДВС обладает большой автономностью, быстро включается в работу в обычных условиях, сравнительно легко принимает нагрузку и обладает значительным тормозным моментом, что очень важно при использовании ее в транспортных условиях. Можно отметить также хорошую ее работу на неустановившихся режимах, способность использовать многие виды топлива и др.

Наряду с преимуществами ДВС следует отметить их недостатки. Это ограниченная, по сравнению, например, с паровыми и газовыми турбинами, агрегатная мощность, относительно высокий уровень шума, большая частота вращения коленчатого вала при пуске, невозможность непосредственного соединения двигателя с ведущими колесами потребителя, а также токсичность выпускных газов, возвратно-поступательное движение поршня, ограничивающее частоту вращения и являющееся причиной появления неуравновешенных сил инерции и моментов от них.

Поршневые и комбинированные ДВС выпускаются мощностью от десятых долей киловатта до нескольких десятков тысяч киловатт. Наиболее широко двигатели внутреннего сгорания используются в транспортных установках и сельскохозяйственных машинах. Мощность некоторых тракторных двигателей

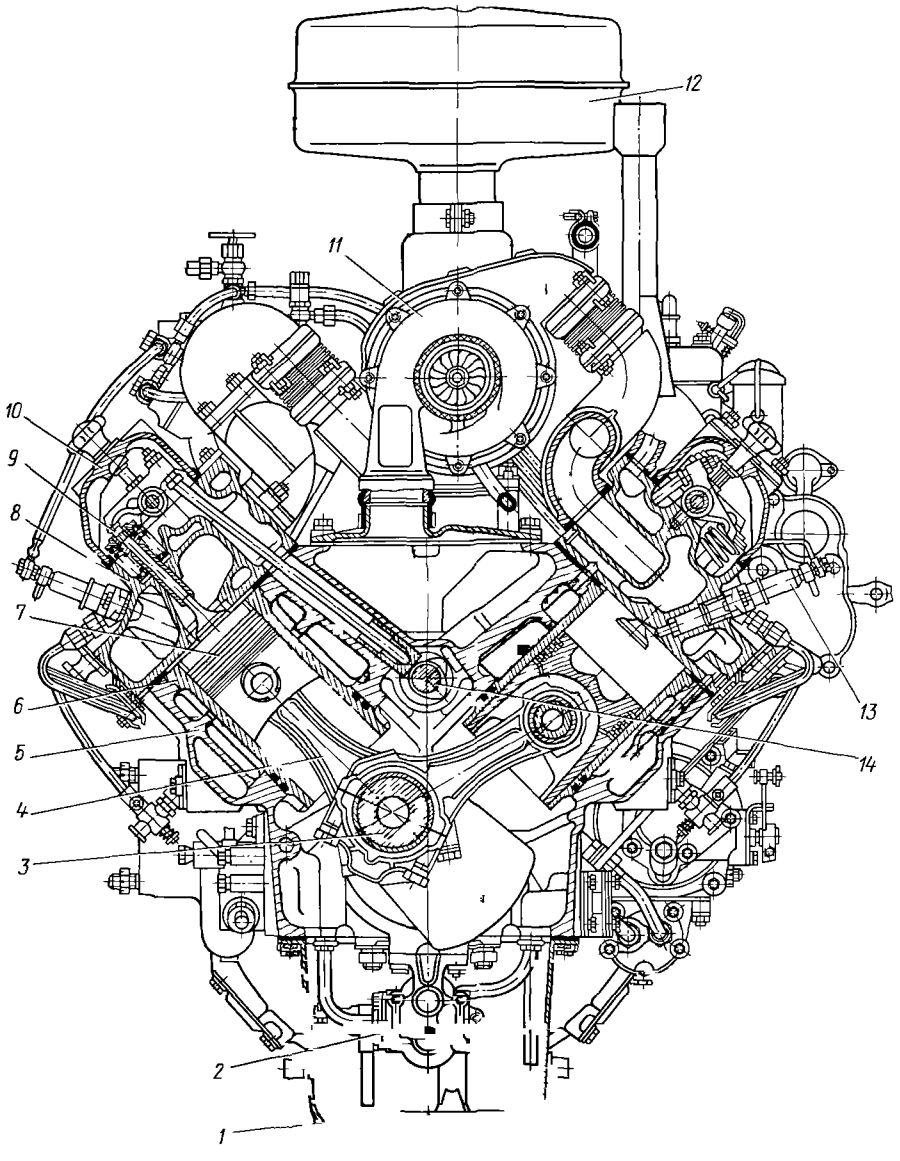


Рис. 5.3.
Тракторный комбинированный двигатель 6ЧН 13/11,5 (диаметр цилиндра D = = 130 мм, ход поршня $S = 115$ мм, степень сжатия $\varepsilon = 16{,}5$, мощность $N_e = 118$ кВт, частота вращения $n = 2000$ об/мин):
1 – поддон; *2* – масляный насос; *3* – коленчатый вал; *4* – шатун; *5* – блок; *6* – втулка цилиндра; *7* – поршень; *8* – головка блока; *9* – клапан; *10* – крышка головки; *11* – турбокомпрессор; *12* – воздушный фильтр; *13* – форсунка; *14* – распределительный вал

превосходит 350 кВт. На рис. 5.3 приведен тракторный комбинированный четырехтактный двигатель 6ЧН13/11,5. Комбинированный шестицилиндровый двигатель состоит из поршневого двигателя – дизеля и турбокомпрессора *11*. Модификации этого двигателя устанавливаются на колесных тракторах, а также на зерноуборочных комбайнах. Одной из особенностей конструкции двигателя является короткий ход поршня (отношение хода поршня к диаметру

цилиндра меньше единицы, что в настоящее время в комбинированных двигателях встречается редко). V-образное расположение цилиндров под углом 90° и удачное размещение турбокомпрессора обеспечивают небольшие размеры двигателя.

Следует отметить, что на тракторном комбинированном двигателе применена импульсная система наддува. На ее эффективность существенно влияют диаметр и длина импульсных трубопроводов. При импульсной системе наддува уменьшаются потери энергии при течении газа из поршневой части в турбину, в результате повышается располагаемая энергия газов перед последней. С той же целью выпускные газы от трех цилиндров каждого ряда подводятся к двум разделенным подводящим патрубкам турбины.

Двигатели типа ЧН26/26 Коломенского тепловозостроительного завода могут иметь восемь, двенадцать, шестнадцать и двадцать цилиндров. Их мощность изменяется от 600 до 4480 кВт. У тепловозных двигателей ЧН26/26 выпускной трубопровод выполняют достаточно большого поперечного сечения, чтобы амплитуда волн давления на входе в турбину была по возможности минимальной. Выпускные патрубки от каждого ряда цилиндров подсоединены к одному выпускному трубопроводу. На шестнадцатицилиндровом двигателе их два, по одному на каждый ряд цилиндров. Такая конструкция выпускной системы обеспечивает почти постоянное давление перед турбиной.

Таким образом, система наддува двигателей внутреннего сгорания может быть с переменным и постоянным давлением перед турбиной.

От рассмотренных выше конструкций двигателей значительно отличается конструкция двухтактного судового двигателя 16ДН 23/2 × 30 с противоположно движущимися поршнями (рис. 5.4), который служит для непосредственного привода гребного винта. Шестнадцать цилиндров расположены двумя параллельными рядами в едином остове. Передача мощности осуществляется четырьмя коленчатыми валами через торсионы и главную передачу на фланец отбора мощности.

ДВС являются основным источником энергии для большей части судов с энергетической установкой мощностью до 20 000 кВт. Созданы двигатели мощностью свыше 37 000 кВт (рис. 5.5). Для сравнения отметим, что мощность автомобильных ДВС в настоящее время превышает 1500 кВт, а единичная мощность тепловозных двигателей превосходит 4400 кВт.

Двигатели внутреннего сгорания устанавливаются также на строительно-дорожных машинах (бульдозерах, скреперах, экскаваторах, бетоновозах и др.).

Появление ДВС способствовало быстрому развитию авиации. Были созданы авиационные ДВС мощностью свыше 3700 кВт. В настоящее время поршневые и комбинированные ДВС применяются лишь на небольших самолетах (учебных, спортивных и др.).

В стационарной теплоэнергетике ДВС используются на небольших электростанциях (мощностью в несколько киловатт), а также достаточно мощных аварийных и передвижных энергоустановках. В мировой практике известны случаи строительства электростанций мощностью до 100 тыс. кВт, оборудованных дизелями. ДВС получили большое распространение также в качестве привода компрессоров и насосов для подачи газа, нефти, различных жидких продуктов по трубопроводам, при производстве разведочных работ для привода бурильных установок на нефтяных и газовых промыслах, машин и механизмов на лесоразработках.

Циклы двигателей и их классификация

Циклы ДВС. Двигатель внутреннего сгорания является машиной циклического действия.

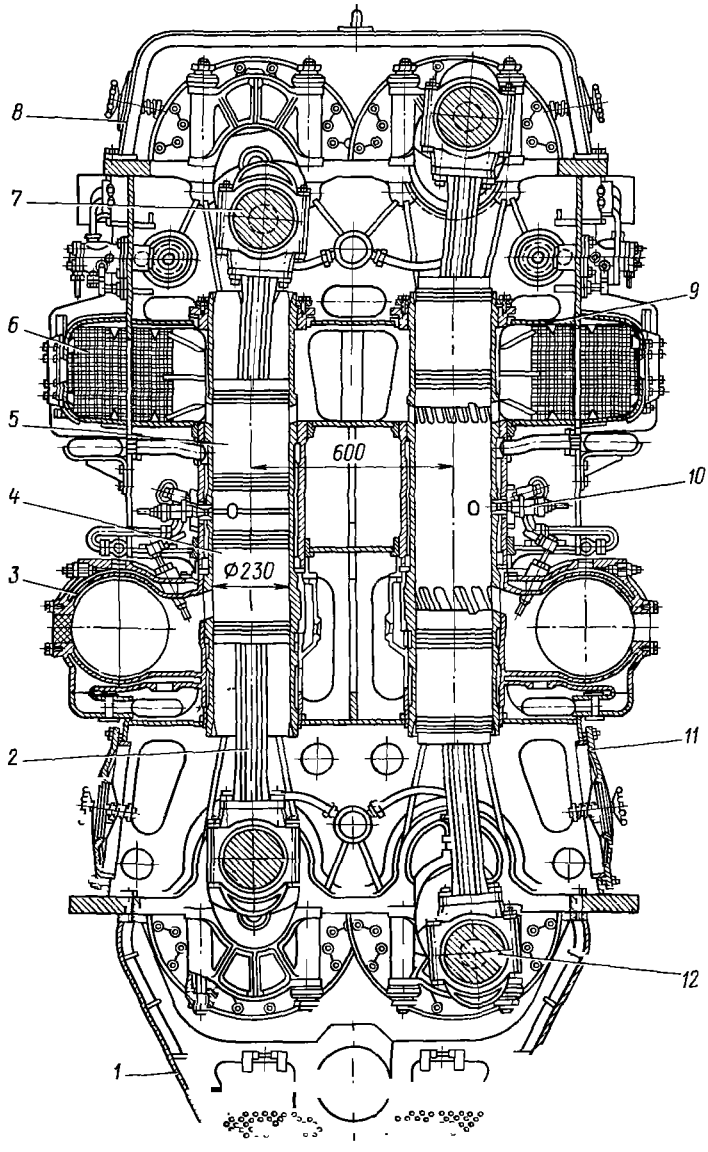


Рис. 5.4.
Судовой комбинированный двухтактный двигатель с противоположно движущимися поршнями 16ДН 23/2 × 30 (диаметр цилиндра $D = 230$ мм, $S = 300$ мм, мощность $N_e = 4400$ кВт, степень сжатия $\varepsilon = 16{,}6$, частота вращения $n = 850$ об/мин):

1 – нижний поддон; *2* – шатун; *3* – выпускная коробка; *4* – выпускной поршень; *5* – впускной поршень; *6* – охладитель воздуха; *7* – верхний коленчатый вал; *8* – верхняя крышка корпуса; *9* – блок цилиндров; *10* – форсунка; *11* – крышка люка; *12* – нижний коленчатый вал

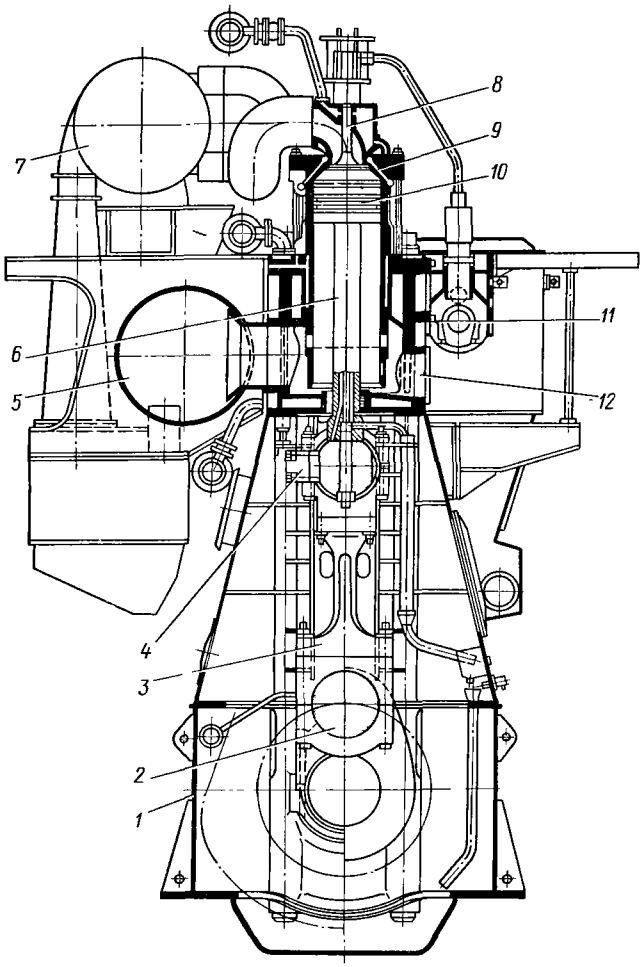


Рис. 5.5.
Судовой комбинированный малооборотный двухтактный двигатель 12ДН 55/138 (диаметр цилиндра D = 550 мм, ход поршня S = 1380 мм, мощность N_e = 7250 кВт, частота вращения n = 94 об/мин):
1 – коробчатый остов; *2* – коленчатый вал; *3* – шатун; *4* – крейцкопф; *5* – впускной ресивер; *6* – шток поршня; *7* – турбокомпрессор; *8* – выпускной клапан; *9* – крышка цилиндров; *10* – поршень; *11* – кулачковый вал; *12* – втулка

Рабочий (действительный) цикл ДВС повторяется с определенной частотой. Он может быть осуществлен по одной из двух схем (рис. 5.6).

По схеме с внешним смесеобразованием (рис. 5.6, *а*) топливо и воздух в соотношениях, требуемых для полного сгорания, перемешиваются вне цилиндра, топливо частично испаряется и с воздухом образует горючую смесь. Смесь поступает в цилиндр (процесс

Рабочий цикл ДВС – совокупность различных процессов, происходящих в цилиндре ДВС в определенной последовательности.

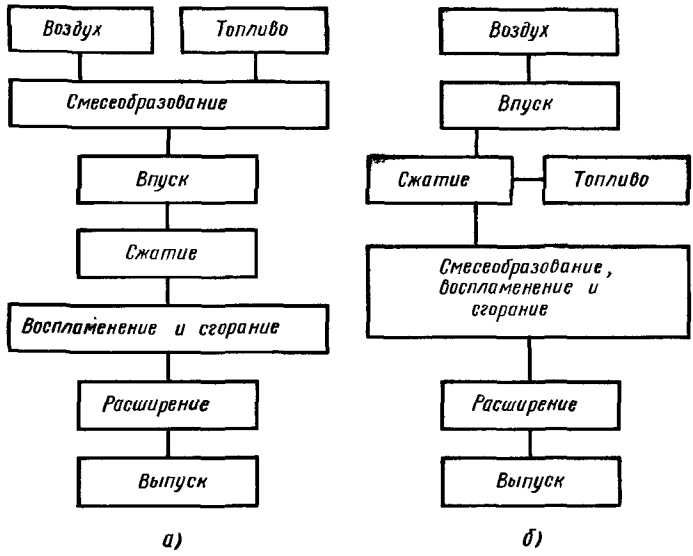


Рис. 5.6.
Схемы осуществления рабочего цикла ДВС с различным смесеобразованием:
а – внешним; *б* – внутренним

впуска), после чего она подвергается сжатию, необходимому для увеличения работы цикла, так как при этом расширяются пределы давления и температуры, в которых он протекает, улучшаются условия для сгорания топлива. Во время впуска и сжатия смеси в цилиндре происходит доиспарение топлива и дополнительное перемешивание его паров с воздухом.

Подготовленная горючая смесь воспламеняется в цилиндре обычно при помощи электрической искры. Вследствие быстрого сгорания смеси в цилиндре повышаются температура и давление, под действием которого происходит перемещение поршня, объем горячих газов при этом увеличивается. В процессе расширения газы совершают полезную работу. В связи с этим давление и температура газов в цилиндре понижаются. После расширения происходит удаление из цилиндра продуктов сгорания (выпуск), и рабочий цикл повторяется.

Рассмотренную схему имеют двигатели с внешним смесеобразованием. К ним относятся карбюраторные двигатели, работающие на бензине, спирте и других топливах, газовые двигатели, а также двигатели с вспрыскиванием топлива во впускной трубопровод, т. е. двигатели, в которых используется топливо, легко испаряющееся и хорошо перемешивающееся с воздухом в обычных условиях.

Карбюраторный двигатель имеет топливную систему, включающую топливный бак с указателем уровня топлива, фильтр-отстойник, фильтр тонкой очистки топлива, топливоподкачивающий насос, карбюратор и впускной трубопровод с воздушным фильтром. Основным элементом топливной системы является карбюратор (рис. 5.7). Он служит для установления состава горючей смеси в соответствии с режимом работы

Карбюраторный двигатель – ДВС, в котором горючая смесь приготовляется карбюратором вне камеры сгорания (внешнее смесеобразование с принудительным зажиганием).

двигателя, для распыливания, частичного испарения и смешения топлива и воздуха, изменения в соответствии с нагрузкой количества горючей смеси, поступающей в цилиндры двигателя.

Простейший карбюратор (рис. 5.7) работает следующим образом. Засасываемый воздух, минуя воздушную заслонку *2*, проходит через диффузор *1*, в горловине которого возникает разрежение. Под действием этого разрежения топливо из поплавковой камеры *3* через жиклер *5* попадает в горловину диффузора *1*, при истечении распыливается воздушным потоком и частично испаряется. Образующаяся смесь, минуя дроссельную заслонку *6*, попадает во впускной трубопровод и далее в цилиндры двигателя. По пути топливо дополнительно испаряется и перемешивается с воздухом.

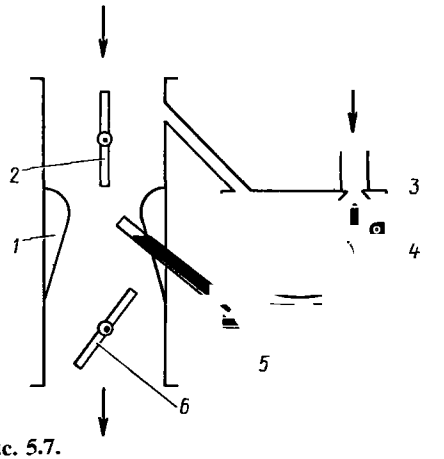
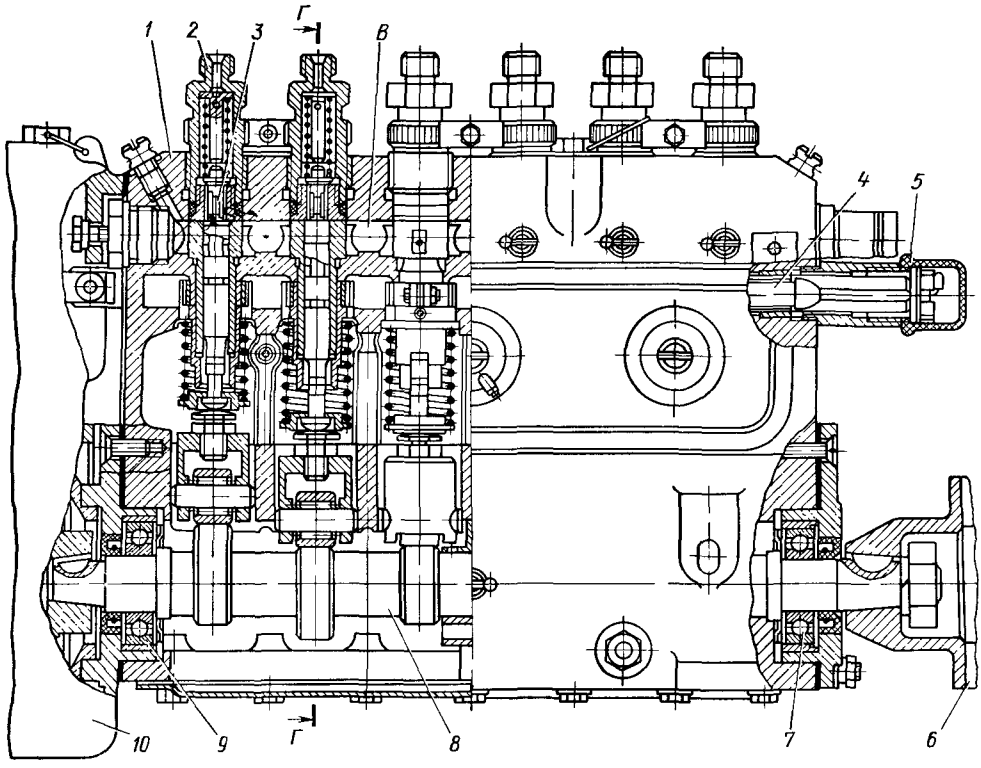


Рис. 5.7.
Схема простейшего карбюратора:
1 — диффузор; *2* — воздушная заслонка; *3* — поплавковая камера; *4* — поплавок с запорной иглой; *5* — жиклер; *6* — дроссельная заслонка

Простейший карбюратор может приготовлять смесь необходимого состава только для одного скоростного или нагрузочного режима работы двигателя. Карбюраторный двигатель, особенно транспортный, работает на самых различных скоростных и нагрузочных режимах при частой их смене. Чтобы карбюратор мог надежно устанавливать требуемое соотношение между топливом и воздухом в горючей смеси при работе на любом режиме двигателя, он снабжается рядом систем и устройств: главной дозирующей системой с корректированием подачи топлива с целью обеспечения необходимого состава смеси при работе двигателя на всех основных эксплуатационных режимах; системой холостого хода для обеспечения устойчивой работы двигателя при малой нагрузке и на режиме холостого хода; системой для обогащения смеси при работе двигателя на режиме максимальной мощности и близких к нему режимах (для этой цели в карбюраторе устанавливается экономайзер); устройством для обеспечения хорошей приемистости двигателя (ускорительный насос для подачи дополнительного количества топлива с целью обогащения смеси при разгоне); устройством для обеспечения надежного пуска двигателя и устройствами и приспособлениями, обеспечивающими надежную и стабильную работу карбюратора. Таким образом, карбюратор современного двигателя является сложным устройством.

При осуществлении рабочего цикла по схеме, показанной на рис. 5.6, *б*, цилиндр заполняется воздухом (впуск), который сжимается. В конце процесса сжатия в цилиндр насосом высокого давления через форсунку под высоким давлением впрыскивается топливо. При впрыскивании оно мелко распыливается и перемешивается с воздухом в цилиндре. Этому также способствует вихревое движение воздуха. Частицы топлива, соприкасаясь с горячим воздухом, испаряются, образуя горючую смесь. Таким образом, процесс смесеобразования происходит только внутри цилиндра, поэтому такие двигатели называются двигателями с внутренним смесеобразованием или дизелями. Воспламенение смеси при работе этих двигателей происходит в результате высокого сжатия воздуха до температуры, несколько превосходящей температуру самовоспла-



менения смеси. К моменту воспламенения обычно впрыскивание топлива не заканчивается Топливовоздушная смесь, образующаяся в процессе впрыскивания, получается неоднородной, вследствие чего полное сгорание топлива возможно лишь при значительном избытке воздуха. В результате высокой степени сжатия двигатели с внутренним смесеобразованием имеют высокие КПД.

Дизели имеют топливную систему, включающую, как правило, топливный бак с указателем уровня топлива, фильтры грубой и тонкой очистки, топливоподкачивающий насос, топливный насос высокого давления, форсунки, устройства и приспособления для обеспечения надежной работы топливной системы. Топливные насосы высокого давления разнообразны по типу привода, способу дозирования топлива, конструкции насосных элементов и общей компоновке.

При работе топливного насоса высокого давления (рис. 5.8) дизеля 6Ч 15/18 плунжер *15* насосной секции вместе с толкателем *22* совершает возвратно-поступательное движение под действием кулачка *24* и возвратной пружины *19*. При движении плунжера вниз нагнетательный клапан *3* под действием пружины *11* закрыт, и в надплунжерной полости создается разрежение. После открытия верхней кромкой плунжера впускного отверстия *А* во втулке (положение *I*) топливо из топливного канала поступает в надплунжерную полость. В начале движения плунжера вверх плунжер вытесняет часть топлива через

Дизель – ДВС с внутренним смесеобразованием и воспламенением топливовоздушной смеси от теплоты сжатого заряда.

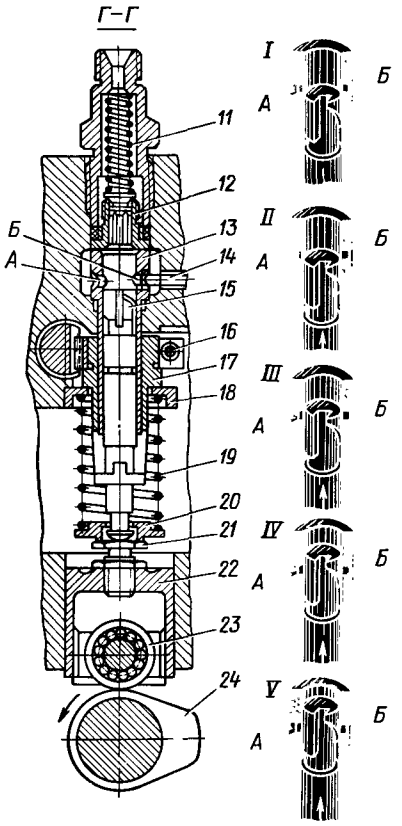


Рис. 5.8.
Топливный насос высокого давления дизеля 6Ч 15/18:
А — впускное отверстие; *Б* — отсечное отверстие; *В* — топливный канал; *1* — корпус насоса; *2* — штуцер, *3* — нагнетательный клапан; *4* — зубчатая рейка; *5* — упор рейки; *6* — полумуфта привода топливного насоса; *7* и *9* — шариковые подшипники; *8* — кулачковый вал; *10* — центробежный регулятор; *11* — пружина нагнетательного клапана; *12* — корпус нагнетательного клапана; *13* — втулка насосной секции; *14* — фиксатор втулки; *15* — плунжер насосной секции; *16* — винт клеммового зажима зубчатого сектора; *17* — поворотная втулка; *18* — верхняя тарелка возвратной пружины; *19* — возвратная пружина; *20* — нижняя тарелка возвратной пружины; *21* — регулировочный винт толкателя; *22* — толкатель; *23* — ролик толкателя; *24* — кулачок; *25* — зубчатый сектор

впускное *А* и отсечное *Б* отверстия втулки в питательный канал (положение *II*). Геометрический момент подачи топлива определяется моментом перекрытия верхнего отверстия втулки верхней кромкой плунжера (положение *III*). С этого момента при движении плунжера вверх происходит сжатие топлива в надплунжерной полости, а после открытия нагнетательного клапана также и в полостях трубопровода высокого давления и в форсунке (положение *IV*).

Когда плунжер движется вверх и отсечная кромка достигает уровня нижней кромки отсечного отверстия *Б*, наступает геометрический момент окончания подачи (положение *V*). При дальнейшем движении плунжера вверх надплунжерная полость через кольцевую проточку сообщается с топливным каналом. В результате этого давление в надплунжерной полости падает, нагнетательный клапан под действием пружины *11* и давления топлива в штуцере насоса садится на седло, и поступление топлива к форсунке прекращается, хотя плунжер еще движется вверх.

Изменение цикловой подачи топлива производится поворотом плунжера *15* зубчатой рейкой *4*, перемещающейся под действием регулятора. При этом в плоскости отсечного отверстия *Б* устанавливаются участки золотниковой головки плунжера *15* насосной секции с различным расстоянием между верхней и отсечной кромками плунжера, определяющими его геометрический ход подачи. Ход плунжера до начала геометрической подачи и, следовательно, момент начала впрыскивания топлива в цилиндр двигателя регулируются винтом *21* толкателя.

В рассмотренном насосе число насосных секций равно числу цилиндров дизеля. Существуют насосы высокого давления распределительного типа, в которых одна насосная секция обслуживает несколько цилиндров, а распределение топлива по цилиндрам осу-

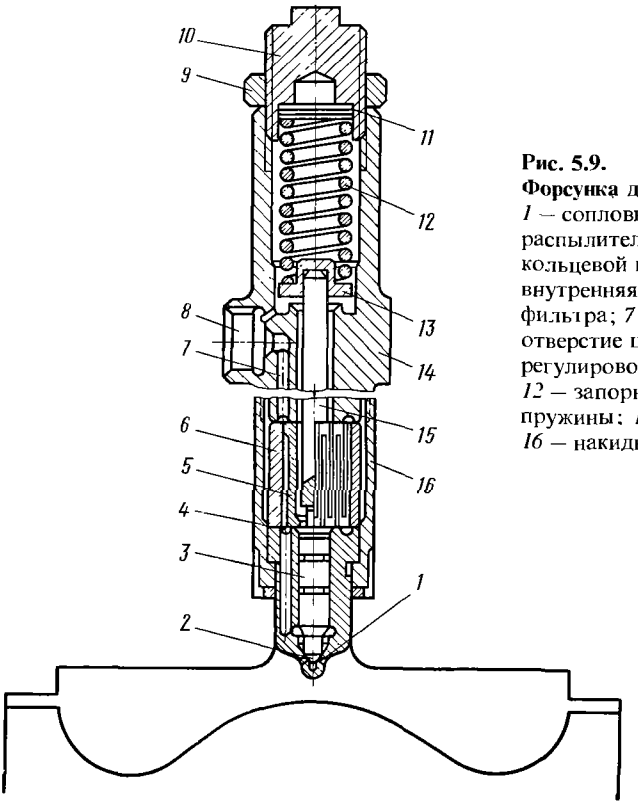


Рис. 5.9.
Форсунка дизеля 6Ч 15/18:
1 – сопловые отверстия; *2* – запорный конус распылителя; *3* – запорная игла; *4* – кольцевой канал; *5* и *6* – соответственно внутренняя и внешняя втулки щелевого фильтра; *7* – топливный канал; *8* – отверстие штуцера; *9* – контргайка; *10* – регулировочный винт: *11* – опора пружины: *12* – запорная пружина; *13* – тарелка пружины: *14* – корпус форсунки: *15* – шток: *16* – накидная гайка

ществляется золотником, в качестве которого часто используют вращающийся плунжер.

Из топливного насоса высокого давления по топливопроводу топливо попадает в форсунку, одна из конструкций которой показана на рис. 5.9. Сопловые отверстия *1* расположены равномерно по окружности носка распылителя и направлены под углом к его оси. При подаче топлива насосом высокого давления оно проходит через предохранительный щелевой фильтр и кольцевой канал *4* и поступает в камеру перед запорным конусом *2* иглы *3* распылителя. Давление, действующее при подаче топлива на кольцевую площадку иглы, создает силу, противодействующую силе запорной пружины *12*. Когда эта сила становится больше силы пружины *12*, запорная игла *3* открывает проход топливу к сопловым отверстиям *1*, через которые оно впрыскивается в цилиндр двигателя. Давление начала подъема иглы у форсунок рассматриваемого типа составляет 15–35 МПа. В процессе впрыска, в зависимости от скорости подачи топлива и сопротивления распылителя, давление может достигать 60–100 МПа, а в отдельных случаях и более высоких значений.

Кроме рассмотренной конструкции существуют также клапанные или штифтовые форсунки, которые имеют одно распыливающее отверстие большого диаметра, закрываемое клапаном или штифтом. Это повышает надежность работы форсунки и понижает требования к качеству очистки топлива, но для обеспечения необходимого качества сме-

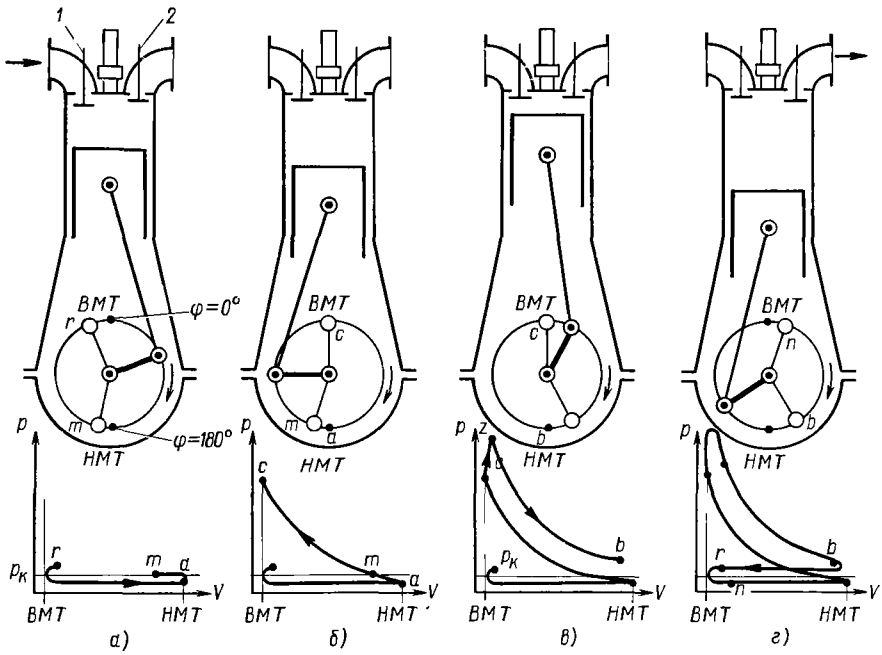


Рис. 5.10.
Схема работы четырехтактного двигателя и индикаторные диаграммы:
а — впуск; *б* — сжатие; *в* — сгорание и расширение (рабочий ход); *г* — выпуск

сеобразования и сгорания необходимы специальные камеры сгорания.

В двигателях с внутренним смесеобразованием можно использовать любые виды жидкого или газообразного топлива, проводятся работы по применению суспензий из каменноугольной пыли и жидкого топлива. Принципиально двигатели могут работать и на одной каменноугольной пыли. Двигатели, в которых воспламенение топлива происходит в результате высокого сжатия, называются двигателями с воспламенением от сжатия или дизелями. Внутреннее смесеобразование также имеют двигатели с впрыскиванием легкого топлива (бензина) в цилиндр и принудительным воспламенением (от электрической искры). Проводятся работы по созданию двигателей со смешанным смесеобразованием. При таком смесеобразовании уменьшаются максимальное давление газа в цилиндре и уровень шума при сгорании.

Рассмотренные рабочие циклы в цилиндре двигателя внутреннего сгорания могут быть осуществлены за четыре или за два такта (хода поршня). В первом случае цикл называется четырехтактным, во втором — двухтактным.

Рабочий цикл четырехтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала (рис. 5.10). В крышке цилиндра двигателя расположены клапаны впуска *1* свежего заряда и выпуска *2* продуктов сгорания, форсунки или свечи зажигания и другие устройства. Клапаны удерживаются в закрытом состоянии силой упругости пружин и избыточным давлением в цилиндре. Открытие клапанов в нужные моменты производится с помощью газораспределительного механизма. Этот механизм обычно состоит из рычагов, штанг и толкателей, на которые воздействуют кулачки распределительного вала. Последний приводится в движение от коленчатого вала двигателя и имеет частоту вращения

в 2 раза меньшую. Применяют и гидропривод клапанов. Каждый клапан открывается один раз за два оборота коленчатого вала.

В начале первого такта (впуска) поршень находится в положении, близком к ВМТ (точка *r*, на рис. 5.10, *а*). Камера сгорания заполнена продуктами сгорания. При перемещении поршня к НМТ (*ra*) распределительный механизм открывает впускные органы, надпоршневое пространство сообщается с впускной системой, и цилиндр заполняется свежим зарядом (воздухом или горючей смесью). Вследствие сопротивления впускной системы давление p_a в цилиндре в конце впуска (точка *a*), как правило, на 0,01 – 0,03 МПа меньше давления p_k на впуске. Давление p_k на впуске может быть близко к атмосферному в двигателях без наддува или выше его в зависимости от степени наддува ($p_k = 0{,}15 \div 0{,}5$ МПа) в двигателях с наддувом.

При перемещении поршня к ВМТ (процесс *ac*, рис. 5.10, *б*) производится сжатие поступившего в цилиндр заряда – второй такт. Давление и температура заряда в цилиндре при этом повышаются. При некотором перемещении поршня от НМТ давление в цилиндре становится одинаковым с давлением p_k на впуске (точка *m* на диаграмме). До этого момента для улучшения наполнения цилиндра свежим зарядом за счет кинетической энергии столба воздуха, движущегося по впускному трубопроводу, впускные клапаны остаются открытыми (запаздывание закрытия клапанов).

После закрытия клапанов при дальнейшем перемещении поршня к ВМТ давление и температура при сжатии повышаются. Их значения в конце сжатия (p_c и T_c) зависят от степени сжатия, герметичности рабочей полости, теплоотдачи в стенки, а также от значений давления p_a и температуры T_a в начале сжатия.

Для лучшего использования теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, необходимо, чтобы сгорание заканчивалось при положении поршня возможно близком к ВМТ. Так как подготовка топлива к сгоранию и его сгорание требуют некоторого времени, хотя и очень незначительного, воспламенение рабочей смеси от электрической искры в двигателях с внешним смесеобразованием или впрыскивание топлива в дизелях обычно производится до момента прихода поршня в ВМТ, т. е. с некоторым опережением. Таким образом, во время второго такта *ac* в цилиндре в основном производится сжатие заряда.

Третий такт – сгорание и расширение. Он происходит при ходе поршня от ВМТ к НМТ (процесс *czb*, рис. 5.10, *в*). Вначале происходит интенсивное сгорание топлива и выделение теплоты, вследствие чего температура и давление в цилиндре резко повышаются, несмотря на некоторое увеличение внутрицилиндрового объема (процесс *cz*). Под действием давления происходит перемещение поршня к НМТ и расширение газов (процесс *zb*). Во время расширения газы совершают полезную работу, поэтому этот такт называют также рабочим ходом.

Во время четвертого такта – выпуска осуществляется очистка цилиндра от продуктов сгорания (процесс *brn*, рис. 5.10, *г*). Поршень перемещается от НМТ к ВМТ и вытесняет газы через открытые выпускные клапаны. Для улучшения выпуска клапаны открываются несколько раньше, чем поршень достигает ВМТ.

После завершения выпуска все такты цикла повторяются. Из этих тактов только такт сгорания и расширения является рабочим, остальные три такта осуществляются за счет кинетической энергии вращающегося коленчатого вала с маховиком и работы других цилиндров.

Двухтактный цикл совершается за один оборот коленчатого вала, т. е. в 2 раза чаще по сравнению с четырехтактным циклом при одинаковой частоте вращения коленчатого вала. Это объясняется тем, что в двухтактном двигателе в отличие от четырехтактного очистка

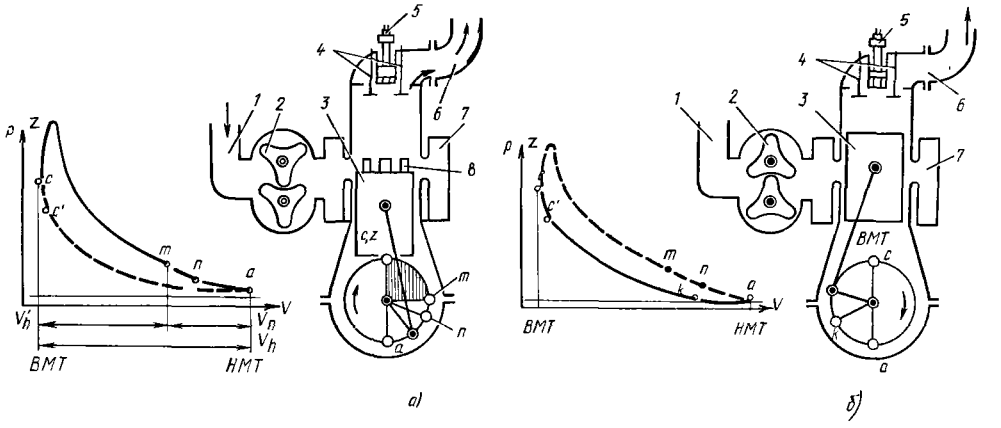


Рис. 5.11.
Схема работы двухтактного дизеля с прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена и индикаторные диаграммы:
а — первый такт; *б* — второй такт

цилиндра от продуктов сгорания и наполнение его свежим зарядом, или процесс газообмена, происходят только при движении поршня вблизи НМТ. При этом очистка цилиндра от продуктов сгорания осуществляется путем вытеснения их не поршнем, а предварительно сжатым до определенного давления воздухом или горючей смесью. Предварительное сжатие воздуха или смеси производится в специальном компрессоре. В небольших двигателях в качестве такого компрессора иногда используются внутренняя полость картера (кривошипная камера) и поршень двигателя.

Первый такт двухтактного двигателя с внутренним смесеобразованием и прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена (рис. 5.11) соответствует ходу поршня от ВМТ к НМТ (рис. 5.11, *а*). В цилиндре только что произошло сгорание (линия *cz* на диаграмме) и начался процесс расширения газов — рабочий ход. Несколько раньше момента прихода поршня к впускным окнам открываются выпускные клапаны *4* в крышке цилиндра, и продукты сгорания вытекают из цилиндра в выпускной патрубок. Давление в цилиндре резко падает (процесс *mn*). Когда давление в цилиндре становится примерно равным давлению воздуха в ресивере *7* или немного выше его, поршень *3* открывает впускные окна *8*. Воздух, предварительно сжатый в компрессоре *2*, куда он попадает через впускной трубопровод *1*, поступая в цилиндр через впускные окна, вытесняет из цилиндра находящиеся там продукты сгорания; при этом воздух смешивается с продуктами сгорания и вместе с ними частично попадает в выпускной патрубок *6* (осуществляется газообмен — процесс *па*).

Второй такт соответствует ходу поршня от НМТ к ВМТ (процесс *ас*). В начале хода поршня продолжается процесс газообмена. Его конец (точка *k* на диаграмме) определяется моментом закрытия впускных окон и выпускных клапанов. С момента окончания газообмена начинается процесс сжатия воздуха. При движении поршня вблизи ВМТ (точка *c'*) в цилиндр через форсунку *5* подается топливо. Подача заканчивается во время процесса сгорания.

В двухтактных двигателях кроме рассмотренной схемы газообмена используются также прямоточная схема газообмена с противоположно движущимися поршнями и петлевая схема газообмена. Двухтактные двигатели с прямоточной схемой газообмена с противоположны-

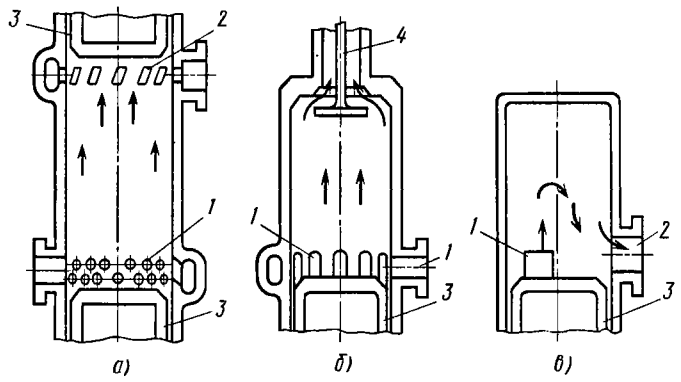


Рис. 5.12.
Схемы газообмена двухтактных двигателей:
а – прямоточная с противоположно движущимися поршнями; *б* – прямоточная клапанно-щелевая; *в* – петлевая

ми движущимися поршнями (рис. 5.12, *а*), в которой один поршень *3* управляет открытием и закрытием выпускных *2* окон, а другой – открытием и закрытием впускных *1*, имеют высокое качество газообмена.

При петлевой схеме газообмена (рис. 5.12, *в*) конструкция двигателя упрощается. Потоки воздуха и газа в цилиндре описывают петлю, в связи с чем качество газообмена ухудшается по сравнению с прямоточной схемой газообмена.

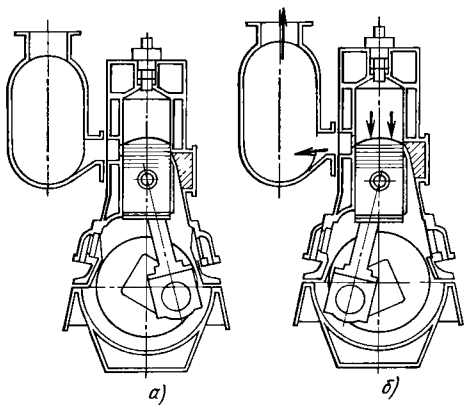
Как отмечалось выше, для предварительного сжатия воздуха или горючей смеси в двухтактных двигателях используется специальный агрегат – компрессор или внутренняя полость картера (кривошипная камера). В последнем случае двигатели называются двигателями с кривошипно-камерной схемой газообмена (рис. 5.13). Кривошипная камера вместе с поршнем двигателя образует объемный компрессор.

При движении поршня от НМТ к ВМТ объем пространства под ним увеличивается, наружный воздух (горючая смесь) через автоматические клапаны втекает в картер. При обратном движении поршня до момента открытия впускных окон происходит сжатие свежего заряда в кривошипной камере. После открытия впускных окон сжатый заряд вытесняется из камеры в цилиндр.

Сравнение двух- и четырехтактного двигателей показывает, что при всех прочих одинаковых условиях мощность двухтактного двигателя больше мощности четырехтактного не в 2, а примерно в 1,5–1,7 раза вследствие потери части хода поршня на газообмен, ухудшение очистки и наполнения и затрат мощности на привод компрессора.

При внешнем смесеобразовании в ре-

Рис. 5.13.
Двухтактный двигатель с кривошипно-камерной схемой газообмена:
а – наполнение кривошипной камеры свежим зарядом и сжатие заряда в цилиндре; *б* – сжатие заряда в кривошипной камере и газообмен в цилиндре



зультате продувки цилиндра горючей смесью она частично вытекает через выпускные органы, поэтому двухтактный цикл чаще применяется в дизелях. Исключение составляют мотоциклетные, лодочные и другие двигатели небольшой мощности, для которых большее значение имеют простота и компактность конструкции, чем экономичность.

Степень совершенства рабочего цикла оценивают по индикаторной диаграмме (рис. 5.11 и 5.12), сопоставляя ее с диаграммой термодинамического цикла. Экономичность и эффективность цикла увеличиваются при расширении пределов изменения состояния рабочего тела. С этой целью создаются комбинированные двигатели внутреннего сгорания, обеспечивающие расширение пределов изменения давлений, температур и объемов рабочего тела.

Нижние пределы давления и температуры – это давление и температура окружающей среды, в которую поступает рабочее тело после совершения цикла. Верхний предел давления $p_z = p_{z\,max}$, ограниченный прочностью конструкции двигателя, по мере развития техники повышается. Верхний предел температуры цикла $T_z = T_{z\,max}$ зависит от термопрочности деталей двигателя и качества масла для смазывания цилиндра и поршня. Одновременно максимальная температура лимитируется температурой T_b газа в конце расширения, при которой рабочее тело начинает вытекать из цилиндра через органы газораспределения. Для их надежной работы температура T_b обычно ограничивается 1200 – 1500 К; максимальная температура цикла $T_{z\,max}$ может достигать 2600 – 2800 К.

Чем больше степень сжатия $\varepsilon_{max} = V_{max}/V_{min}$, тем выше экономичность и эффективность цикла. Уменьшение объема V_{min} рабочего тела ограничивается ростом давления конца сжатия до максимально допустимого. В двигателях, в которых сжатию подвергается горючая смесь, величина V_{min} не может быть выбрана слишком малой во избежание самовоспламенения смеси в процессе сжатия вследствие повышения температуры.

Наибольший возможный объем рабочего тела V_{max} достигается при продолженном расширении рабочего тела до минимального давления p_{min} (точка 5, рис. 1.30). Вследствие этого возрастают и термический КПД [см. уравнения (1.277)] и работа цикла [см. уравнение (1.276)]. Однако с увеличением объема V_{max} соответственно уменьшается среднее давление цикла согласно уравнению (1.279). При осуществлении цикла с продолженным расширением в поршневом двигателе (увеличение V_1 и уменьшение p_5 на рис. 1.30) потери от теплообмена и трения в действительных процессах быстро возрастают с ростом $\varepsilon_{max} = V_{max}/V_{min}$, и относительно небольшое повышение работы цикла не компенсирует эти потери.

Снижение среднего давления цикла при условии получения заданной мощности приводит к необходимости увеличения размеров цилиндра. Поэтому в поршневых двигателях внутреннего сгорания осуществляется цикл (рис. 5.14), в котором расширение рабочего тела заканчивается при давлении значительно более высоком, чем p_{min}. Дальнейшее повышение среднего давления p_t цикла можно получить, если расширение рабочего тела производить до давления $p_{b''} > p_{b'}$. Тогда давление $p_{a''}$ начала сжатия превосходит давление окружающей среды. В реальном случае это соответствует комбинированному двигателю, у которого происходит предварительное сжатие поступающего в цилиндр свежего заряда в компрессоре или в другом специальном устройстве.

При уменьшении максимального объема рабочего тела от $V_{b'''}$ до $V_{b''}$ для повышения среднего давления цикла происходит уменьшение термического КПД цикла, так как увеличивается отвод теплоты. Поэтому для улучшения использования подведенной в цикле теплоты применяют газовую турбину или другую утилизационную установку (парогенератор, теплообменник и т. п.).

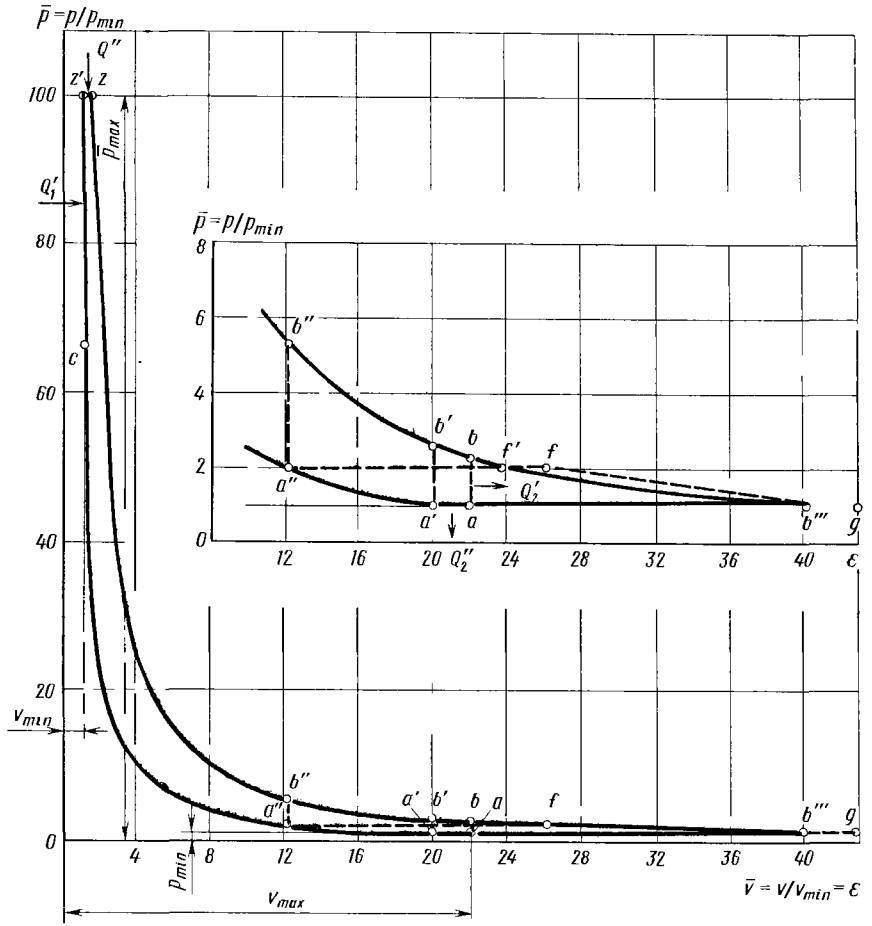


Рис. 5.14.
***Vp*-диаграммы термодинамических циклов двигателей с продолженным расширением и комбинированного**

Общий КПД комбинированной установки может быть больше, чем КПД поршневого двигателя с продолженным расширением.

При осуществлении действительных циклов с продолженным расширением в комбинированных двигателях, состоящих из поршневого двигателя и лопаточных машин (газовых турбин и компрессоров), часть цикла в области высоких давлений, температур и малых удельных объемов рабочего тела осуществляется в поршневом двигателе, а часть цикла в области низких давлений и температур и больших удельных объемов рабочего тела — в газовых турбинах, предварительное сжатие рабочего тела — в компрессорах.

Непрерывное адиабатное расширение рабочего тела сначала в цилиндре поршневого двигателя, а затем в газовой турбине получить практически невозможно. Выпуск рабочего тела из цилиндра производится периодически, а процесс течения газа в турбине — непрерывный. При периодическом истечении газов из цилиндра в турбину через выпускной трубопровод происходит расширение и торможение газового потока, кинетическая энергия потока переходит в тепловую, давление перед тур-

биной существенно выравнивается (особенно при выпуске газов в многоцилиндровом двигателе в один общий трубопровод), причем потеря располагаемой работы газов растет с увеличением объема между цилиндром и газовой турбиной. Поэтому для осуществления цикла с продолженным расширением с использованием кинетической энергии газового потока необходимы выпускные системы сравнительно малого объема и сложной конструкции и газовые турбины, рассчитанные для работы в пульсирующем потоке газа. КПД таких турбин несколько ниже КПД турбины, работающей при постоянном давлении газа на ее входе. С целью улучшения использования энергии импульсного газового потока в выпускной системе устанавливают специальный преобразователь импульсов. Давление газа на выходе из преобразователя выравнивается и условия работы турбины улучшаются – ее КПД повышается.

Для упрощения конструкции двигателя часто энергию используют в турбине при постоянном давлении. При этом состояние газов на входе в турбину характеризуется точкой f (см. рис. 5.14), лежащей несколько правее адиабаты zb вследствие перехода кинетической энергии газов в тепловую и соответствующего увеличения их объема; процесс расширения газов в турбине происходит по адиабате fg, а сжатие воздуха в компрессоре по адиабате $a'a''$.

Поэтому прототипом термодинамического цикла комбинированного ДВС с постоянным давлением перед турбиной принимают цикл, состоящий из цикла поршневой части $a''cz'zb''a''$, в котором подвод теплоты может происходить при $V = \text{const}\,(cz')$ и (или) при $p = \text{const}\,(z'z)$, а отвод теплоты – при $V = \text{const}\,(b''a'')$; цикла лопаточных машин $a'a''fga'$ с подводом теплоты при $p = \text{const}\,(a''f)$, а отводом (выпуск рабочего тела) при $p = \text{const}\,(ga')$. Количество теплоты, подведенной в цикле лопаточных машин, равно количеству теплоты, отведенной в цикле поршневой части. В составе комбинированного двигателя при осуществлении такого цикла лопаточных машин реализуется работа, соответствующая площади $a'a''fg$, вместо площади $a'a''b''b'''$.

Таким образом, КПД комбинированного цикла несколько меньше КПД цикла с продолженным расширением, а среднее давление цикла при отнесении работы цикла к объему цилиндра поршневой части комбинированного двигателя может быть получено значительно бóльшим, чем в простом поршневом двигателе при осуществлении в нем цикла с продолженным расширением.

Дальнейшее повышение среднего давления цикла без расширения пределов изменения температуры рабочего тела возможно при охлаждении сжатого в компрессоре воздуха (или горючей смеси) перед поступлением его в цилиндр. В реальном комбинированном двигателе охлаждение воздуха (или горючей смеси) используется также для понижения тепловой напряженности его деталей, образующих поверхность камеры сгорания.

Для цикла с продолженным расширением $a'a''cz'zb''b'''a'$ (рис. 5.14) без охлаждения поступающего заряда с отводом теплоты только при постоянном давлении ($p = \text{const}$) термический КПД цикла определяется выражением (1.274), работа – выражением (1.275) при $\lambda = 1$ и $\varepsilon_V = \rho\lambda^{1/k}$, среднее цикловое давление – выражением (1.279), где $p = p_a\varepsilon^k$.

Общий КПД комбинированного цикла находится из формулы

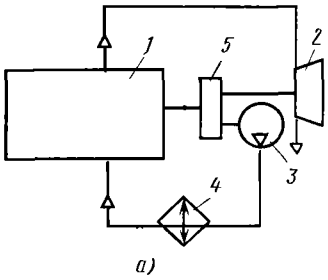
$$\eta_{tk} = 1 - (\lambda\rho^k - 1)/[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]\varepsilon_0^{k-1}, \qquad (5.1)$$

а среднее давление

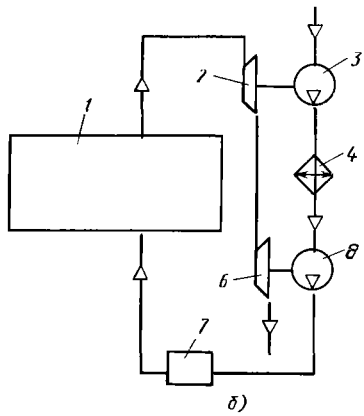
$$p_{tk} = p_a\varepsilon_0^k\eta_{tk}[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]/(\varepsilon_0 - 1)(k - 1). \qquad (5.2)$$

где $\varepsilon_0 = \varepsilon\varepsilon_k$ – общая степень сжатия, равная произведению степеней сжатия поршневой части $\varepsilon = V_{a''}/V_c$ и компрессора

$\varepsilon_k = V_{a'}/V_{a''}$.



а)



б)

Рис. 5.15.
Схема КДВС:
а – с механической связью; *б* – с двухступенчатым наддувом; *1* – поршневая часть; *2* и *6* – турбины: *3* и *8* – компрессоры; *4* и *7* – охладители воздуха; *5* – редуктор

Классификация ДВС. Двигатели внутреннего сгорания могут быть классифицированы по способу осуществления цикла (четырех- и двухтактные); по способу смесеобразования (с внешним и внутренним смесеобразованием); по способу воспламенения горючей смеси (с воспламенением при сжатии – дизели и газовые дизели, с принудительным воспламенением от электрической искры – карбюраторные и газовые двигатели, с впрыскиванием легкого топлива); по роду применяемого топлива (двигатели, работающие на жидком топливе, газовые и газожидкостные); по способу наполнения рабочего цилиндра (двигатели без наддува и с наддувом).

По конструкционным признакам двигатели внутреннего сгорания классифицируют по конструкции кривошипно-шатунного механизма (тронковые и крейцкопфные); по числу и расположению рабочих цилиндров (одно-, двух-, трех- и четырехцилиндровые и т. д., с вертикальным, горизонтальным, наклонным, рядным, V- и W-образным и другим расположением цилиндров); по степени быстроходности (тихоходные со средней скоростью поршня до 10 м/с и быстроходные со средней скоростью поршня выше 10 м/с); по направлению вращения коленчатого вала (правого и левого вращения, реверсивные и нереверсивные).

По назначению двигатели делят на стационарные (для установок на электростанциях, насосных и газоперекачивающих станциях, привода компрессоров и т. д.); наземного транспорта (автомобильные, тракторные, тепловозные, для сельскохозяйственных, дорожных и транспортно-погрузочных машин и т. п.), судовые (главные – реверсивные и нереверсивные – для привода гребных винтов и вспомогательные – для привода вспомогательных машин и механизмов); авиационные.

Кроме того, как уже отмечалось, все ДВС могут быть разделены на обычные поршневые и комбинированные (КДВС). В свою очередь, последние принято классифицировать по виду схемы связи между его поршневой, компрессионной и расширительной частями.

Несмотря на большое разнообразие схем связи между различными частями комбинированных ДВС, все они могут быть разделены по этому признаку на двигатели с механической, гидравлической, газовой и комбинированной связью; поршневые генераторы газов с газовой турбиной, вал которой соединяется с валом потребителя.

В КДВС с механической или гидравлической связью (рис. 5.15, *а*) валы турбины *2* и компрессора *3* связаны между собой и с коленчатым валом

или порознь с ним механической (редуктор *5*) или гидравлической передачей. Соотношение между мощностями турбины *2* и компрессора *3* может быть самым различным. Если мощность турбины *2* меньше мощности, необходимой для привода компрессора *3*, то для достижения заданного давления поступающего в цилиндр заряда (давления наддува) недостающая мощность отбирается у двигателя. В противном случае избыточная мощность турбины передается на вал, от которого осуществляется привод потребителя.

Широко распространены КДВС с газовой связью поршневой части с турбиной *2* и компрессором *3* (см. рис. 5.2); при этом турбина *2* и компрессор *3* жестко связаны между собой в едином агрегате – турбокомпрессоре (ТК). В таких КДВС мощности турбины и компрессора одинаковые на всех режимах работы двигателя.

Когда в КДВС с газовой связью на входе в цилиндр не может быть получено необходимое давление заряда, его вторично сжимают в компрессоре с приводом от вала поршневой части или от газовой турбины. Такой тип двигателя обычно называют двигателями с двухступенчатым наддувом (рис. 5.15, *б*). В этом случае не только повышается давление воздуха или смеси на входе в цилиндр, но и улучшаются условия работы турбины и компрессора и характеристики КДВС.

Если мощность поршневой части полностью расходуется на привод компрессора, а полезная мощность снимается с вала турбины, работающей на выпускных газах, то такая установка называется газовой турбиной с генератором газа.

5.2. Тепловые процессы в двигателях

Тепловой расчет

Рабочие циклы ДВС сопровождаются рядом тепловых, механических и гидравлических потерь, которые учитываются на основе результатов экспериментальных исследований или с помощью вычислений. Перед проведением теплового расчета необходимо определить условия работы, выбрать тип двигателя и назначить частоту вращения n, степень сжатия ε и коэффициент избытка воздуха α.

Для определения параметров рабочего тела нужно знать элементарный состав топлива и низшую теплоту его сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$. Тогда количество воздуха (в кмоль), теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива,

$$L_0 = (\text{C}/12 + \text{H}/4 - \text{O}/32)/0{,}21,$$

где C, H и O – массовые доли соответственно углерода, водорода и кислорода в жидком топливе.

Количество свежего заряда на 1 кг топлива $M_1 = \alpha L_0$. Количество продуктов сгорания при $\alpha = 1$ $M_0 = \text{C}/12 + H/2 + 0{,}79L_0$, а при $\alpha > 1$ $M_2 = M_0 + (\alpha - 1)L_0$. Тогда коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_0 = M_2/M_1.$$

Давление p_a в начале сжатия определяют по соотношению

$$p_a = \xi p_{\text{к}},$$

где $p_{\text{к}}$ – давление перед впускными органами; ξ – коэффициент, учитывающий потери давления при впуске. Его значение зависит от типа двигателя и изменяется в пределах 0,85 – 0,95 для четырехтактных двигателей и 0,85 – 1,05 для двухтактных, причем $\xi \geqslant 1$ получается за счет влияния газодинамических явлений при впуске на наполнение.

Давление остаточных газов в цилиндре в конце выпуска

$$p_r = \xi_r p_p,$$

где p_p – давление за выпускными органами; ξ_r – экспериментально-расчетный коэффициент, изменяющийся в пределах 1,03 – 1,2.

Коэффициент наполнения η_v, представляющий собой отношение количе-

ства свежего заряда к тому количеству, которое может заполнить рабочий объем цилиндра при давлении $p_к$ и температуре $T_к$ перед впускными органами, определяется выражением

$$\eta_v = \varepsilon p_a T_к/[(\varepsilon - 1) p_к T_a (1 + \gamma)],$$

где $T_a = (T_к + \Delta T + \gamma T_r)/(1 + \gamma)$ – температура в цилиндре в начале сжатия; γ – коэффициент остаточных газов, равный отношению массовых долей остаточных газов M_r и свежего заряда M_1; ΔT – подогрев заряда при впуске, значение которого находится в пределах 0–20 К, достигая 40 К в двигателях с воздушным охлаждением; T_r – температура остаточных газов, зависящая в основном от коэффициента избытка воздуха α и частоты вращения n, составляет 700–1100 К, причем бо́льшие значения относятся к карбюраторным ДВС, меньшие – к дизелям.

Коэффициент γ остаточных газов для четырехтактных двигателей без продувки может быть определен по формуле

$$\gamma = (T_к + \Delta T) p_r/[T_r (\varepsilon p_a - p_r)].$$

Для четырехтактных ДВС можно принимать следующие значения γ: карбюраторные и газовые 0,06–0,12; дизели 0–0,06. В двухтактных двигателях в зависимости от схемы газообмена значение γ изменяется от 0,05 в двигателях с противоположно движущимися поршнями до 0,45 в двигателях с кривошипно-камерной схемой газообмена.

Коэффициент наполнения при работе ДВС на режиме полной нагрузки карбюраторных и газовых двигателей равен 0,75–0,88; малооборотных дизелей 0,82–0,95; высокооборотных дизелей 0,75–0,9 (бо́льшие значения относятся к ДВС с наддувом).

Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$$

и температура

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1},$$

где n_1 – показатель политропы сжатия, изменяющийся от 1,32 до 1,39.

Значения p_c и T_c для карбюраторных ДВС составляют соответственно 1–3 МПа и 600–800 К, для дизелей 3–8 МПа и выше 800–1100 К. Давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c \lambda,$$

где λ – степень повышения давления, выбираемая из условия ограничения максимального давления p_z или задаваемая на основе экспериментальных данных в пределах 1,6–2,2.

Максимальные значения p_z у карбюраторных двигателей равны 4–7 МПа, у дизелей – 6–14 и выше.

Температура конца сгорания T_z определяется из уравнения баланса теплоты, которое для цикла со смешанным подводом теплоты приводится к виду

$$t_z = [\xi_z Q_н^р/M_1 (1 + \gamma) + (u_{ccз} + \gamma u_{crc})/(1 + \gamma) + R_\mu \lambda T_c - \mu 273 R_\mu]/\mu (c_{vnc} \Big|_0^{t_z} + R_\mu),$$

где ξ_z – коэффициент использования теплоты при сгорании (0,80–0,90 для карбюраторных двигателей, 0,65–0,80 для дизелей и 0,80–0,85 для газовых двигателей); $u_{ccз} = c_{vcз} T_c$ – молярная внутренняя энергия свежего заряда при температуре T_c; $u_{crc} = c_{vcr} T_c$ – молярная внутренняя энергия остаточных газов при температуре T_c; $\mu = (\mu_0 + \gamma)/(1 + \gamma)$ – коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси; c_{vnc} – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль · К).

Для двигателей с внешним смесеобразованием

$$t_z = [\xi_z (Q_н^р - \Delta Q_н^р)/(1 + \gamma) M_1 + (u_{ccз} + \gamma u_{crc})/(1 + \gamma)]/\mu c_{vnc} \Big|_0^{t_z},$$

где $\Delta Q_н^р$ – количество невыделившейся теплоты вследствие $\alpha < 1$; причем $\Delta Q_н^р = 57780 (1 - \alpha)$.

Уравнения для определения t_z решаются методом последовательных приближений. Степень предварительного расширения $\rho = V_z/V_c = \mu T_z/(\lambda T_c)$ изменяется в пределах 1,15 – 1,65.

После определения параметров конца сгорания рассчитывается процесс расширения. Если задана степень последующего расширения $\delta = V_b/V_z = \varepsilon/\rho$, то в конце расширения температура $T_b = T_z/\delta^{n_2-1}$ и давление $p_b = p_z/\delta^{n_2}$, $T_b = 1200 \div 1700$ К для карбюраторных двигателей и $T_b = 1000 \div 1400$ К для дизелей.

Показатель политропы n_2 расширения выбирается на основе экспериментальных данных или рассчитывается приближенно. Ориентировочно $n_2 = 1{,}2 \div 1{,}28$ для карбюраторных двигателей и $n_2 = 1{,}20 \div 1{,}26$ для дизелей.

По известным значениям параметров процессов, составляющих действительный цикл, определяется его эффективность, характеризуемая средним индикаторным давлением p_i.

Среднее индикаторное давление для смешанного цикла

$$p_{ip} = p_c[\lambda(\rho - 1) + \lambda\rho(1 - T_b/T_z)/(n_2 - 1) - (1 - T_a/T_c)/(n_1 - 1)]/(\varepsilon - 1).$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла четырехтактного двигателя

$$p_i = \varphi_n p_{ip},$$

где $\varphi_n = 0{,}92 \div 0{,}97$ – коэффициент полноты диаграммы, учитывающий уменьшение площади диаграммы (бóльшие значения относятся к карбюраторным двигателям, меньшие – к дизелям).

Современные двигатели при номинальной нагрузке имеют следующие значения p_i, МПа; карбюраторные четырехтактные двигатели 0,9 – 1,2; газовые четырехтактные 0,6 – 0,9; четырехтактные дизели без наддува 0,7 – 0,9; двухтактные дизели без наддува 0,5 – 0,7. В двигателях с наддувом значения p_i достигают 2 – 2,5 МПа и выше.

Особенности рабочих процессов газовых двигателей

В качестве газообразного топлива в ДВС применяются природные, попутные нефтяные, попутные промышленные и бытовые газы, а также газы, получаемые из твердых топлив путем их газификации. Газообразное топливо является смесью различных горючих и инертных газов, хорошо смешиваемой с воздухом, что позволяет сжигать обедненные смеси и, как следствие, увеличивать экономичность, уменьшать токсичность выпускных газов.

В зависимости от физического состояния и метода получения газообразного топлива различают сжатый, сжиженный, генераторный и другие газы. Газообразные топлива по низшей теплоте сгорания делят на высококалорийные ($Q_н^р > 23$ МДж/м^3), среднекалорийные ($Q_н^р = 14{,}5 \div 23$ МДж/м^3) и низкокалорийные ($Q_н^р < 14{,}5$ МДж/м^3).

Газовые двигатели выпускаются с внешним и внутренним смесеобразованием. Внешнее смесеобразование начи-

Среднее индикаторное давление – давление, численно равное такому условному постоянному по значению избыточному давлению, которое, действуя на поршень, совершает за один его ход работу, равную работе газов в цилиндре за один цикл.

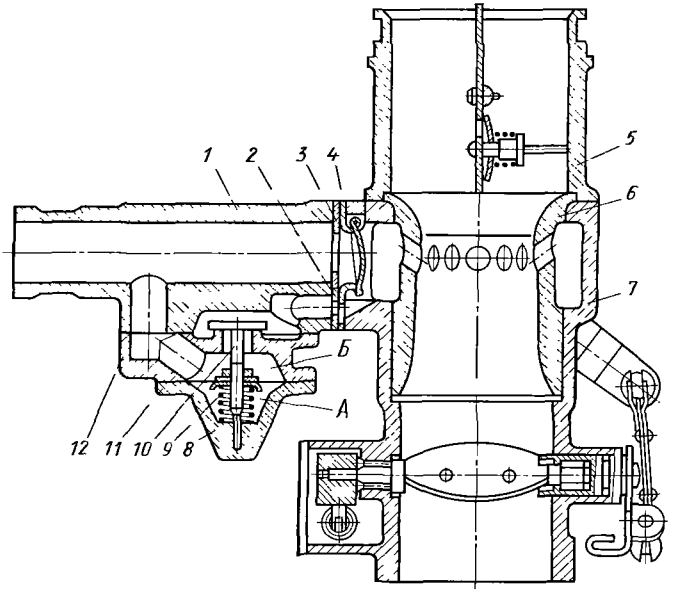


Рис. 5.16.
Газовоздушный смеситель:
А — вакуумная полость; *Б* — газовая полость экономайзера; *1* — входной патрубок для газа; *2* — дозирующая часть; *3* — дозирующая шайба для режимов частичных нагрузок; *4* — обратный клапан; *5* — корпус воздушной горловины; *6* — диффузор с отверстиями для выхода газа; *7* — корпус смесительной камеры; *8* — крышка экономайзера; *9* — пружина; *10* — клапан экономайзера; *11* — мембрана; *12* — корпус экономайзера

нается в специальном смесителе и продолжается во впускной системе и в цилиндре двигателя. Газовые двигатели, создаваемые на базе карбюраторных, могут снабжаться карбюратором-смесителем, позволяющим также работать на бензине. Воспламенение заряда осуществляется от электрической искры, для чего устанавливаются специальные свечи.

В газовых двигателях с внутренним смесеобразованием воспламенение смеси производится или с помощью небольшой порции впрыскиваемого специальной форсункой жидкого топлива (газодизели), или с помощью электрической свечи зажигания. Иногда такие свечи устанавливаются в специальной форкамере (позволяющей обеспечить устойчивое и надежное сгорание вследствие образования горящего факела, вытекающего из форкамеры с большой скоростью в цилиндр).

Конструкция системы питания газовых двигателей зависит от их типа и назначения. На автомобилях в систему питания входят объемы для хранения запаса газа и смесительные устройства. Для двигателей с внешним смесеобразованием без наддува газ поступает к смесительным устройствам под давлением, близким к атмосферному. Поэтому в системе питания устанавливаются специальные редукционные пневмоклапаны, регулирующие давление.

В газовоздушном смесителе автомобильных двигателей (рис. 5.16) для лучшего смесеобразования газовый поток разделяют на отдельные струи с помощью отверстий в диффузоре *6*. Для обогащения горючей смеси, необходимого при работе двигателя с полной нагрузкой, в конструкции смесителя имеется дозирующее обогатительное устройство. Вакуумная полость *А* обогатителя соединена с впускным трубопроводом двигателя за газовоздушной

заслонкой. При работе на частичных нагрузках, когда при прикрытой газовоздушной заслонке создается относительно высокое разрежение во впускном трубопроводе, мембрана *11* вследствие разности давлений в полостях *А* и *Б* сжимает пружину *9* и удерживает клапан *10* экономайзера в закрытом положении. Газ поступает в диффузор смесителя через отверстие, соответствующее «экономичной» регулировке дозирующей шайбы *3*. При полном открытии газовоздушной заслонки, когда разрежение во впускном трубопроводе относительно мало, пружина *9* отжимает мембрану *11* вверх и открывает клапан *10* экономайзера. В диффузор *6* поступает дополнительное количество газа через отверстие в шайбе *2*, соответствующее такой подаче, при которой обеспечивается получение максимальной мощности.

В двигателях средней и большой мощности трудно обеспечить равномерное распределение газовоздушной смеси по цилиндрам. Кроме того, большая масса горючей смеси во впускной системе является пожароопасной. В этом случае используют специальные впускные клапаны-смесители, устанавливаемые в крышке на каждый цилиндр отдельно.

Для сжатия и транспортирования природных и попутных нефтяных газов, а также для технологических нужд нефтеперерабатывающих и химических производств используются газомотокомпрессоры. Газомотокомпрессор представляет собой единый агрегат, состоящий из газового ДВС и поршневого компрессора (рис. 5.17). В качестве топлива газового ДВС используется перекачиваемый газ.

В двухтактных газовых двигателях применяется только внутреннее смесеобразование, чтобы не допускать потерь газа в выпускную систему при продувке.

Особенности рабочего процесса газовых ДВС определяются видом применяемого топлива. Одним из характерных свойств газа является его высокая детонационная стойкость. Октановые числа газообразных топлив, определенных по моторному методу, находятся в пределах 80—110, что позволяет делать газовые ДВС с высокой степенью сжатия. Большинство горючих смесей газообразных топлив с воздухом имеют более низкую теплоту сгорания, чем горючие смеси жидких топлив с воздухом. Следствием этого является уменьшение мощности двигателя при его переводе на газообразное топливо. Для повышения мощности увеличивают степень сжатия, применяют наддув двигателей, увеличивают частоту вращения и т. д. Газообразное топливо с воздухом образует более равномерную горючую смесь, что создает возможность двигателям с принудительным воспламенением работать с более высоким коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1{,}1 \div 1{,}4$.

Применение в газовых ДВС высоких степеней сжатия и сравнительно бедных горючих смесей повышает их экономичность и уменьшает токсичность, позволяет использовать качественное регулирование мощности в области высоких нагрузок и количественное регулирование в области малых нагрузок, т. е. применять смешанное регулирование, улучшающее экономичность работы газовых двигателей.

Параметры, характеризующие эффективность и экономичность работы двигателей

Индикаторная мощность N_i двигателя зависит от среднего индикаторного давления p_i, рабочего объема всех i цилиндров двигателя (iV_h) и частоты вращения n коленчатого вала так, что

$$N_i = 2p_i iV_h n/(60\tau) = p_i iV_h n/(30\tau). \qquad (5.3)$$

где p_i — в МПа; V_h — в л; n — в об/мин.

Индикаторная мощность двигателя — мощность, развиваемая внутри цилиндра.

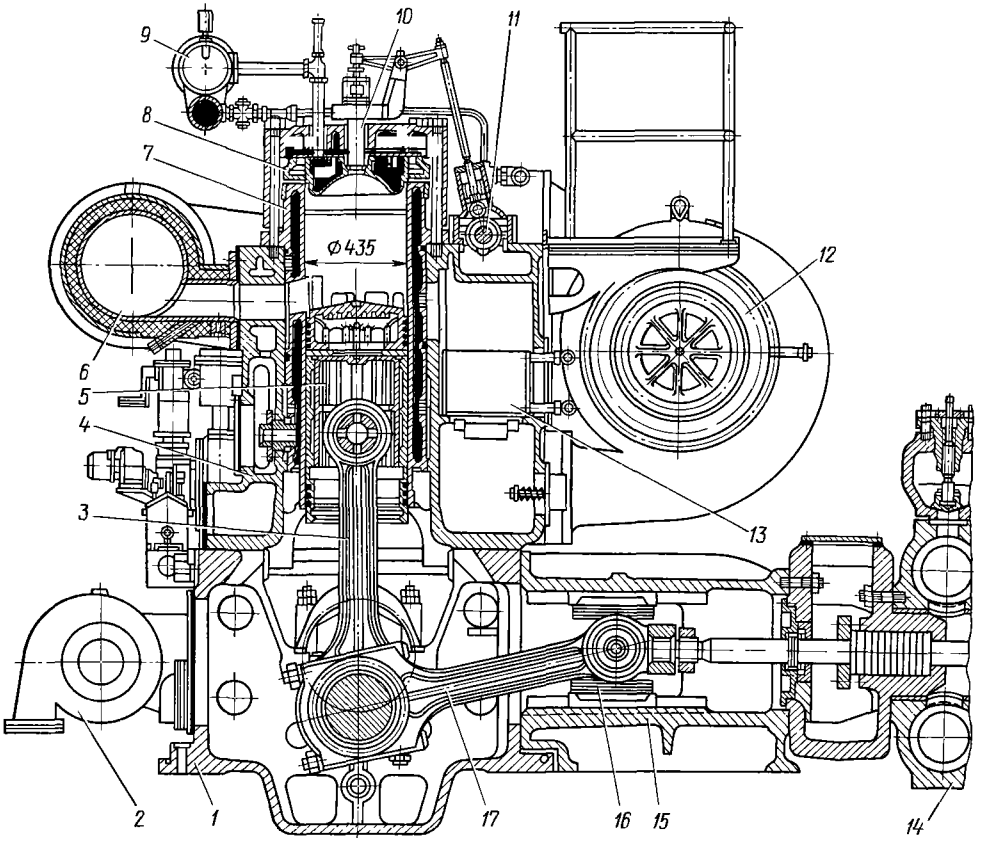


Рис. 5.17.
Газомотокомпрессор МК-8:
1 – фундаментная рама; *2* – водяной насос; *3* – шатун двигателя; *4* – блок цилиндров; *5* – поршень; *6* – выпускной трубопровод; *7* – втулка цилиндра; *8* – крышка; *9* – водяной трубопровод; *10* – впускной газовый клапан; *11* – распределительный вал; *12* – турбокомпрессор; *13* – охладитель воздуха; *14* – компрессорный цилиндр; *15* – направляющая крейцкопфа; *16* – крейцкопф; *17* – шатун компрессора

Для четырехтактных двигателей $\tau = 4$, для двухтактных $\tau = 2$.

Таким образом, с увеличением p_i и n индикаторная мощность возрастает, что свидетельствует об улучшении использования рабочего объема цилиндра. Давление p_i можно повысить большим наполнением цилиндра (например, повышением давления воздуха или смеси на входе в цилиндр). Увеличение частоты вращения лимитируется ростом изнашивания поверхностей основных движущихся деталей и различных потерь. Поэтому частоту вращения выбирают в основном в зависимости от размеров и назначения двигателя с учетом обеспечения необходимой экономичности, надежности и срока службы двигателя. В настоящее время наметилась тенденция уменьшения частоты вращения.

Индикаторная мощность передается на вал отбора мощности двигателя. Различные потери мощности обусловлены трением поршня и поршневых колец о стенки цилиндра, в подшипниках, в распределительном механизме и т. п., аэродинамическим трением между движущимися деталями и воздухом или газами, затратами мощности на приведе-

ние в действие таких вспомогательных агрегатов и устройств, как топливный, водяной и масляный насосы, генератор, вентилятор и т. д., насосными потерями на очистку и наполнение цилиндров (насосные потери работы газообмена, характеризуемые значением $\Delta p_{\text{п}}$, в четырехтактном двигателе с наддувом могут иметь положительный знак и даже несколько увеличивать мощность; в двухтактном двигателе они принимаются равными нулю). Мощность, соответствующая всем этим потерям, называется мощностью механических потерь $N_{\text{мех}}$.

Эффективная мощность

$$N_e = N_i - N_{\text{мех}}. \qquad (5.4)$$

Уменьшение мощности двигателя вследствие потерь в нем характеризуется механическим КПД, определяемым в виде отношения эффективной мощности двигателя к индикаторной,

$$\eta_{\text{мех}} = N_e/N_i. \qquad (5.5)$$

Для сравнения различных двигателей при оценке их эффективности и совершенства конструкций аналогично среднему индикаторному давлению p_i используют среднее эффективное давление p_e и среднее давление $p_{\text{мех}}$ механических потерь.

Среднее эффективное давление p_e позволяет определить эффективную работу $L_e = 10^3 p_e i V_h$ и эффективную мощность двигателя

$$N_e = p_e i V_h n/(30\tau). \qquad (5.6)$$

Подставив соотношения (5.3) и (5.6) в (5.5), получим

$$\eta_{\text{м}} = 1 - p_e/p_i = 1 - p_{\text{м}}/p_i. \qquad (5.7)$$

Работа ДВС с постоянной частотой вращения и переменной мощностью в дизелях достигается перемещением рейки топливного насоса и изменением в связи с этим подачи топлива. Количество поступающего воздуха при этом остается практически постоянным, поэтому такое регулирование нагрузки является качественным. В карбюраторных двигателях регулирование осуществляется открытием или закрытием дроссельной заслонки – количественное регулирование. Среднее давление механических потерь $p_{\text{мех}}$ при смене нагрузки у дизелей почти не меняется, а у карбюраторных двигателей изменяется вследствие изменения давления насосных потерь $\Delta p_{\text{п}}$. Механический КПД $\eta_{\text{мех}}$ как при $p_{\text{мех}} = \text{const}$, так и $p_{\text{мех}} = \text{var}$ с уменьшением давления p_i снижается и при холостом ходе, когда $p_i = p_{\text{мех}}$, обращается в нуль. В этом случае $N_e = 0$, и вся индикаторная мощность затрачивается на преодоление механических потерь.

При работе двигателя с различной частотой вращения, но при постоянном значении p_i среднее давление механических потерь также изменяется вследствие изменения работы сил трения в двигателе, среднего давления потерь на газообмен и других потерь. Давление $p_{\text{мех}}$ с увеличением частоты вращения возрастает, поэтому механический КПД $\eta_{\text{мех}}$ уменьшается.

Значения p_e и $\eta_{\text{мех}}$ при работе двигателей различных типов на номинальном режиме приведены в табл. 5.1.

Индикаторный КПД

$$\eta_i = 3600 N_i/(m_{\text{т}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}). \qquad (5.8)$$

Эффективная мощность – мощность, отдаваемая потребителю и составляющая часть индикаторной мощности.

Среднее эффективное давление – это условное постоянное давление в цилиндрах, при котором работа, произведенная в них за один такт, равна эффективной работе.

Индикаторный КПД – отношение количества теплоты Q_i, эквивалентного индикаторной работе, ко всему количеству теплоты Q, введенному в двигатель с топливом.

Таблица 5.1

Двигатель	p_e, МПа	$\eta_{мех}$
Карбюраторный четырехтактный	0,65 – 1,1	0,70 – 0,85
Газовый	0,50 – 0,65	0,75 – 0,82
Четырехтактный дизель	0,60 – 0,85	0,72 – 0,82
То же, с наддувом	1,2 – 2.0 (и выше)	до 0,92
Двухтактный дизель	0.5 – 0,7	0,70 – 0,80
То же, с наддувом	0.8 – 1.2 (и выше)	до 0.92

Следовательно, с помощью индикаторного КПД оценивается степень использования теплоты в рабочем цикле, т. е. его экономичность. Значение η_i определяется главным образом степенью сжатия ε и коэффициентом избытка воздуха α и зависит от типа ДВС и режима его работы. Наибольший КПД η_i имеют комбинированные ДВС с дизелем в качестве поршневой части.

Значение η_i возрастает с увеличением ε у ДВС всех типов, однако чем больше ε, тем медленнее рост η_i. При росте коэффициента избытка воздуха до определенных значений, зависящих от типа двигателя, также происходит увеличение η_i. При больших коэффициентах наблюдается падение η_i, что объясняется ухудшением процесса сгорания и увеличением потерь теплоты (рис. 5.18).

При работе карбюраторных двигателей с номинальной мощностью индикаторный КПД $\eta_i = 0{,}25 \div 0{,}37$; газовых двигателей $\eta_i = 0{,}28 \div 0{,}35$; дизелей $\eta_i = 0{,}39 \div 0{,}55$ и выше.

Эффективный КПД η_e учитывает как тепловые, так и механические потери

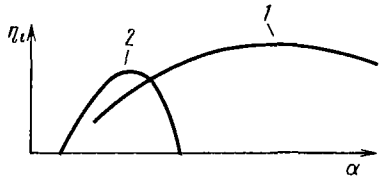


Рис. 5.18.
Зависимость η_i от α:
1 – дизелей; *2* – карбюраторных двигателей

в двигателе и, следовательно, $\eta_e = N_e/(m_т Q_н^р)$. Так как $N_e = \eta_м N_i$, $\eta_e = \eta_i \eta_м$. Значения η_e и η_i зависят от типа двигателя и режима его работы. Наиболее высокий эффективный КПД имеют комбинированные двигатели с дизелем в качестве поршневой части. Со снижением эффективной мощности двигателя значение η_e уменьшается, достигая нуля при работе на режиме холостого хода. С увеличением степени сжатия ε значение η_e возрастает, но так как при этом одновременно повышаются механические потери в двигателе, рост η_e замедляется.

При работе на номинальной мощности карбюраторные двигатели имеют примерно следующие значения эффективного КПД: $\eta_e = 0{,}22 \div 0{,}32$; газовые двигатели $\eta_e = 0{,}23 \div 0{,}28$; дизели $\eta_e = 0{,}32 \div 0{,}50$ и выше.

Удельный индикаторный и эффективный расход топлива

$$g_i = m_т/N_i = 3{,}6/(\eta_i Q_н^р) \text{ и}$$

$$g_e = m_т/N_e = 3{,}6/(\eta_e Q_н^р). \qquad (5.9)$$

Причем

$$g_i = g_e \eta_{мех}. \qquad (5.10)$$

В зависимости от типа двигателя и режима его работы изменение удель-

Эффективный КПД – отношение количества теплоты, эквивалентной полезной работе, к количеству теплоты, затраченной на получение этой работы.

Удельный индикаторный g_i (или эффективный g_e) расход топлива – количество топлива $m_т$, расходуемого в двигателе для получения в течение 1 ч индикаторной (или эффективной) мощности в 1 кВт.

ных расходов топлива определяется изменением соответствующих КПД.

Удельные расходы топлива [в кг/(кВт·ч)] при работе на номинальной мощности изменяются примерно в следующих пределах: $g_i = 0{,}240 \div 0{,}340$ и $g_e = 0{,}270 \div 0{,}355$ для карбюраторных двигателей; $g_i = 0{,}150 \div 0{,}218$ и $g_e = 0{,}160 \div 0{,}285$ для дизелей. Теплота сгорания газообразных топлив колеблется в широких пределах в зависимости от их состава. Поэтому удельные индикаторный и эффективный расходы газового топлива не показательны, и вместо них обычно пользуются удельными индикаторным q_i и эффективным q_e расходами теплоты; ориентировочно $q_i = 8200 \div 9900$ кДж/(кВт·ч), $q_e = 9900 \div 12000$ кДж/(кВт·ч).

Энергетический и эксергетический балансы

При оценке эффективности работы ДВС (процессов преобразования в них теплоты сгорания топлива в полезную работу) можно использовать энергетический тепловой и эксергетический балансы. Наиболее общим является энергетический и эксергетический балансы комбинированного ДВС (рис. 5.19). Энергетический баланс по внешнему контуру комбинированного двигателя, производящего эффективную работу L_e, можно представить в виде равенства

$$I_0 + Q_x = L_e + L_{мд} + I_{то} + Q_{ох} + Q_w, \qquad (5.11)$$

где I_0 и $I_{то}$ – энтальпии рабочего тела, поступающего соответственно в компрессор и в окружающую среду; Q_x, $Q_{ох}$ и Q_w – теплота соответственно выделившаяся при горении топлива, отведенная от рабочего тела в охладителе воздуха и переданная от газов к стенке, $L_{мд}$ – работа, затраченная на преодоление сопротивлений в механизме двигателя.

На основе энергетических балансов можно составлять тепловые балансы. Например, для комбинированного двигателя тепловой баланс имеет вид

$$Q_x = L_e + Q_{мд} + Q_{то} + Q_{ох} + Q_w, \qquad (5.12)$$

где $Q_{то}$ – теплота, передаваемая окружающей среде.

В относительных величинах

$$\eta_e = 1 - (q_{мд} + q_{то} + q_{ох} + q_w), \qquad (5.13)$$

где $Q_{то} = I_{то} - I_0$ – потери теплоты топлива с отработавшими в двигателе газами; $Q_{мд} = L_{мд}$ – теплота, эквивалентная работе на преодоление сопротивлений в механизмах двигателя; $\eta_e = L_e/Q_x$; $q_{мд} = Q_{мд}/Q_x$, $q_{то} = Q_{то}/Q_x$, $q_{ох} = Q_{0x}/Q_x$, $q_w = Q_w/Q_x$ – соответственно относительные затраты на преодоление сопротивления в механизмах двигателя, потери теплоты с отработавшими в двигателе газами, относительный отвод теплоты в охладителе и в стенки.

Тепловой баланс позволяет сделать качественный анализ рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания и дает исходный материал при проектировании двигателя и его агрегатов.

Эксергетический баланс двигателя можно представить эксергией рабочего тела в цилиндре при сгорании топлива

$$Э_x = L_e + П_e + П_к + П_{ох} + П_{вп} + П_w + П_в + П_т + П_{мд} + Э_{то}, \qquad (5.14)$$

где $П_к$, $П_{ох}$, $П_{вп}$, $П_w$, $П_в$, $П_т$ и $П_{мд}$ – потери эксергии вследствие необратимости процессов соответственно в компрессоре, охладителе, при впуске заряда в цилиндр, передаче теплоты от газов к стенке, в выпускной системе, газовой турбине и механизмах двигателя; $Э_{то}$ – эксергия рабочего тела после турбины. Потеря эксергии в цилиндре двигателя $П_ц = П_{вп} + П_w + П_в$.

Эксергетический КПД комбинированного двигателя

$$\eta_{ex} = L_e/(Э_x - Э_{то}) = 1 - (П_к + П_{ох} + П_{вп} + П_w + П_в + П_т + П_{мд})/(Э_x - Э_{то}) = 1 - (\pi_к + \pi_{ох} + \pi_{вп} + \pi_w + \pi_в + \pi_т + \pi_{мд}). \qquad (5.15)$$

Эксергетический баланс является средством анализа эффективности преобра-

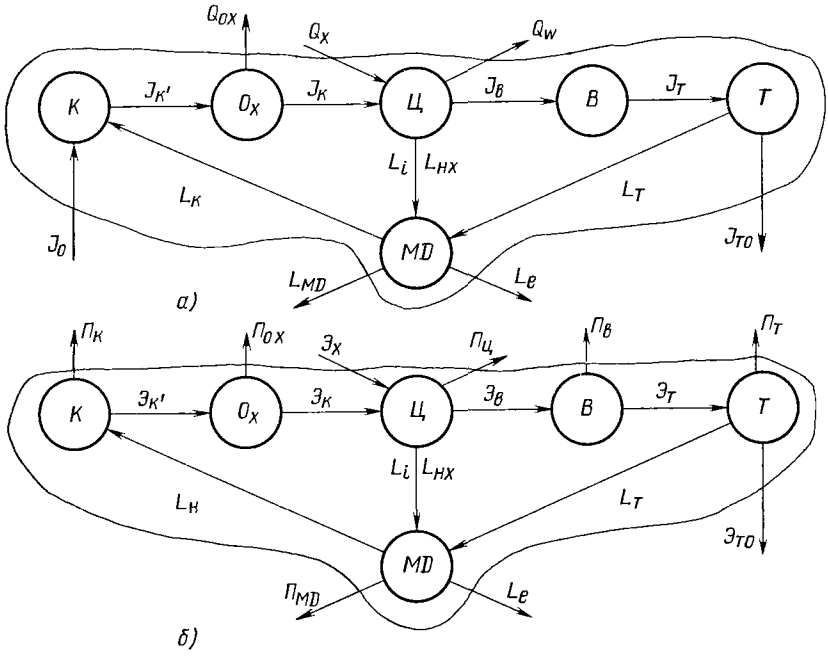


Рис. 5.19.
Схемы балансов комбинированного двигателя (*К, Ох, Ц, В, Т, МД* – соответственно компрессор, охладитель воздуха, цилиндр, выпускная система, турбина и механизмы двигателя):
а – энергетического; *б* – эксергетического

зования теплоты топлива в работу с учетом качества внутренних процессов в отдельных частях и элементах ДВС. В этом смысле эксергетический баланс дополняет тепловой баланс.

Если по тепловому балансу можно выявить, что с отработавшими после турбины газами уносится определенное количество теплоты топлива, то эксергетический баланс показывает, какая часть этой теплоты работоспособна или может быть превращена в работу. Например, в воздухоохладителе отводится некоторое количество теплоты топлива, но только часть его работоспособна. Из выражения (5.13) для эксергетического КПД следует, что в уменьшении эксергетических потерь $\pi_к$, $\pi_{ох}$, $\pi_{вп}$, π_w, $\pi_в$, $\pi_т$, $\pi_{мд}$ заключены резервы повышения его значения, а следовательно, η_e.

На основе балансов двигателя можно наметить наиболее рациональные пути улучшения эффективности его работы. Например, эксергетический анализ показывает, что наибольшие потери эксергии обусловлены теплоотдачей через стенки (π_w). Поэтому в настоящее время одним из основных направлений повышения экономичности комбинированных двигателей является уменьшение этих потерь, в связи с чем широко проводятся работы по созданию так называемого адиабатного двигателя, т. е. двигателя без теплообмена с внешней средой.

Тенденции развития ДВС

За свою более чем вековую историю развития поршневые и комбинированные ДВС достигли высокой степени совершенства. Однако еще не исчерпаны все возможности повышения экономичности и изменения сортамента применяемых топлив, повышения мощности, надежности, долговечности, снижения

массы и уменьшения размеров, упрощения обслуживания в эксплуатации и т. д.

Циклический характер работы ДВС – один из его недостатков, но вместе с тем благодаря ему в ДВС реализуются высокие температуры и давления газа, которые до настоящего времени оказались недостижимы в других типах тепловых двигателей. Использование рабочего тела при высоких давлениях и температурах обусловливает наиболее высокую экономичность ДВС. Действительно, среди тепловых двигателей дизели преобразуют химическую энергию топлива в механическую работу с наивысшим КПД. Они примерно на 30% экономичней карбюраторных двигателей, а энергетические затраты на производство дизельного топлива примерно на 10% меньше, чем на производство бензина. Если отметить еще такие качества дизеля, как возможности использования тяжелых топлив и топливных суспензий, создания дизелей с большой агрегатной мощностью, увеличения удельной мощности путем применения различных схем соединения с компрессорами и газовыми турбинами, а также меньшую, по сравнению с карбюраторными двигателями, токсичность, то очевидны причины все более широкого применения дизелей.

Экономное расходование топлива имеет очень важное народнохозяйственное значение. На улучшение экономичности ДВС направлено совершенствование рабочего процесса, уменьшение механических потерь и потерь теплоты. В связи с этим получают распространение теплоизолирующие покрытия поверхностей деталей, образующих камеру сгорания. Поскольку в ДВС до 30% теплоты, введенной с топливом, отводится в охлаждающую среду, актуальной задачей является создание адиабатного двигателя. Эффективный КПД адиабатного двигателя может быть выше эффективного КПД обычного двигателя на 20–25%, так как кроме повышения эффективности работы поршневого двигателя существенно увеличивается количество теплоты, которую можно превратить в полезную работу газовой турбины, установленной на выпуске. Кроме того, в адиабатном двигателе возможно применение многих видов топлив, уменьшается выделение вредных составляющих газов и др. Однако отсутствие охлаждения приводит к чрезмерно высокой температуре деталей, образующих камеру сгорания, что затрудняет создание надежной конструкции адиабатного двигателя.

Перспективным направлением повышения экономичности и уменьшения токсичности выпускных газов является создание двигателя с принудительным воспламенением, работающего на обедненных смесях. Но вследствие уменьшения скорости протекания химических реакций, а следовательно, понижения скорости тепловыделения увеличиваются потери теплоты. Во избежание этого необходимо интенсифицировать процесс сгорания, осуществляя послойное смесеобразование или интенсивную мелкомасштабную турбулентную пульсацию в заряде.

Эксплуатационная экономичность транспортных двигателей повышается, если их мощность используется в условиях максимальной загрузки. С этой целью создаются двигатели, у которых при уменьшении нагрузки отдельные цилиндры выключаются из работы. Для уменьшения механических потерь больше внимания следует уделять рациональному выбору частоты вращения, совершенствованию конструкции вспомогательных агрегатов и выключению их из работы на отдельных режимах, когда их работа не нужна. Например, на отдельных режимах работы двигателя можно выключать водяной насос и вентилятор. В настоящее время для улучшения экономичности используют уменьшение частоты вращения и увеличение хода поршня. Эксплуатационный расход топлива ДВС можно существенно уменьшить путем совершенствования систем управления двигателем, в том

числе введением в систему управления ЭВМ.

Увеличение удельной мощности двигателей достигается повышением давления воздуха на входе в цилиндр. Этот способ форсирования двигателей может широко применяться не только в дизелях, но и в двигателях с принудительным воспламенением. Поэтому большое внимание уделяется усовершенствованию систем воздухоснабжения, расширению применения двухступенчатого наддува, повышению КПД элементов системы воздухоснабжения и т. д. С увеличением удельной мощности возрастает цикловая подача топлива и расширяется диапазон ее изменения при смене нагрузки. Последнее затрудняет организацию нормального процесса топливоподачи, вследствие чего необходимы более совершенные схемы топливоподачи.

Наряду с повышением экономичности ДВС весьма актуальной задачей является расширение сортамента применяемых в ДВС топлив как нефтяного, так и любого другого.

Применение в качестве топлива ДВС более тяжелых фракций, а также изменение фракционного состава светлых моторных топлив приведут к определенным трудностям в организации смесеобразования и хранения топлива. Ведутся работы по расширению использования в качестве топлива ДВС природного и попутного газов. Запасы газа так же, как и нефти, не возобновляются, поэтому наибольший интерес представляют такие возобновляемые источники топлив, как спирты (метанол, этанол) и продукты их переработки.

Исследования работы ДВС на спиртовом и спиртосодержащем (до 15 %) топливе в разных климатических зонах позволили установить, что меньшая теплота сгорания спиртосодержащего топлива компенсируется более высоким индикаторным КПД двигателя, достигаемым вследствие возможного повышения степени сжатия. Образование паровых пробок при работе на этих топливах можно предотвратить добавкой в смесь до 2 % высокомолекулярных спиртов и увеличением прокачки топлива. Проблема пуска ДВС на спиртовом топливе при низкой температуре окружающей среды решается путем добавления в спирт 6–10 % диэтилового эфира или изопентана. Расслоение бензоспиртовой смеси и ее чувствительность к содержанию воды могут быть уменьшены добавлением в бензоспиртовую смесь до 3 % высокомолекулярных спиртов и приготовления смесей на базе бензина с высоким содержанием низкомолекулярных ароматических углеводородов. Работа дизеля на спиртовом топливе может быть обеспечена впрыскиванием запальной дозы дизельного топлива либо добавлением в смесь дизельного топлива ($\approx$20 %) и спирта (до 80 %), специальных присадок, уменьшающих задержку воспламенения. Возможна также работа дизеля при подаче во впускной коллектор до 30 % паров спирта.

Возможность работы ДВС с принудительным воспламенением на спиртовом топливе с высоким коэффициентом избытка воздуха обеспечивает снижение выбросов окиси углерода и углеводородов, а пониженная максимальная температура продуктов сгорания в цилиндре приводит к уменьшению образования окислов азота.

Следует отметить также возможность использования синтетического топлива из угля и сланцев, а также водорода.

Наряду с совершенствованием существующих конструкций разрабатываются новые схемы ДВС.

5.3. Автоматическое регулирование ДВС

В зависимости от условий эксплуатации к ДВС предъявляют различные требования. Так, в стационарных условиях при любых нагрузках необходимо поддерживать постоянство скоростного режима *LK* (рис. 5.20) точно или в пределах неравномерности Δn (заштриховано).

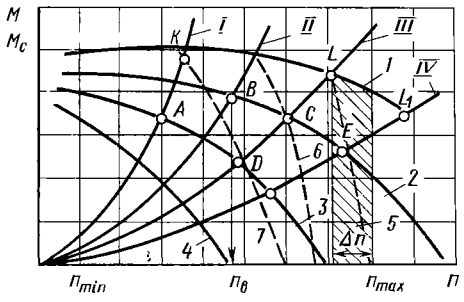


Рис. 5.20.
Условия получения установившихся режимов: *I—IV* – характеристики потребителя; *1* – внешняя характеристика двигателя; *2—4* – частичные характеристики двигателя; *5—7* – регуляторные характеристики

Для судовых двигателей установившиеся режимы работы располагаются на винтовых характеристиках (*III*, *IV* и др.).

Быстроходные двигатели часто должны работать во всем диапазоне скоростных режимов от n_{min} до n_{max} и нагрузочных режимов от нуля (режим холостого хода) до внешней характеристики *I*. Такие условия работы называются транспортными.

В процессе эксплуатации установившиеся (равновесные) режимы двигателей часто нарушаются вследствие изменения нагрузки (например, переход с характеристики *III* на характеристику *IV*) или задаваемого скоростного режима. При этом регулируемый параметр (частота вращения) отклоняется от заданных значений (точка L_1 вместо *L*). Для восстановления режима работы регулированием осуществляется воздействие на орган управления двигателем (рейку топливного насоса или дроссельную заслонку). Например, при переходе на частичную характеристику *2* режим при характеристике потребителя *IV* установится в точке *E*, в которой обеспечивается поддержание скоростного режима на заданном уровне.

Регулирование двигателя может быть ручным или автоматическим. Необходимость установки автоматического регулятора зависит от типа двигателя. Так, карбюраторные двигатели имеют настолько высокую устойчивость режимов работы, что автоматическое регулирование частоты вращения практически отсутствует, и здесь используется ручное регулирование. Работу дизелей, наоборот, необходимо автоматически регулировать в зависимости от условий эксплуатации.

Каждый автоматический регулятор имеет чувствительный элемент, предназначенный для измерения регулируемого параметра (частоты вращения, температуры охлаждающей воды и др.) и выработки воздействия на регулируемый объект. Если чувствительный элемент непосредственно связан с органом управления двигателем, то такой регулятор называют регулятором прямого действия. В зависимости от типа чувствительного элемента автоматические регуляторы двигателей могут быть механическими, пневматическими и гидравлическими или однорежимными, двухрежимными и всережимными.

Автоматические регуляторы прямого действия устанавливаются, как правило, на автотракторных дизелях. Например, дизели типа 6Ч 15/18 оборудуются всережимным механическим регулятором с переменной предварительной деформацией пружин (рис. 5.21). Поддерживающая сила, развиваемая вращающимися грузами *5*, через муфту *6* и рычаг *7* передается пружинам *10*, работающим на растяжение. Другим концом пружины связаны с рычагом *1* управления, поворотом которого можно изменять предварительную деформацию пружин *10* и, следовательно, задаваемый скоростной режим работы двигателя.

Регуляторные характеристики *5—7* (см. рис. 5.20) зависят от условий преодоления поддерживающей силой грузов *5* (см. рис. 5.21) усилия пружины. Каждой регуляторной характеристике соответствует определенное положение рычага *1* управления. Если рычаг *1* управления зафиксировать в одном положении, соответствующем регуляторной характеристике *5* (см. рис. 5.20),

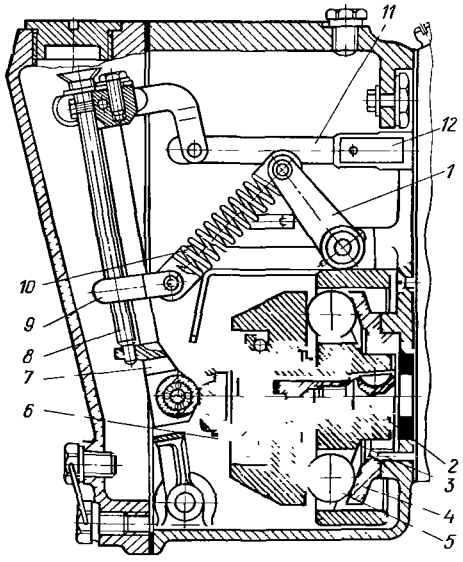


Рис. 5.21.
Всережимный механический регулятор дизелей 6Ч 15/18:
1 – рычаг управления: *2* – кулачковый валик топливного насоса; *3* – траверса; *4* – коническая тарелка; *5* – грузы; *6* – муфта; *7* – рычаг регулятора; *8* – регулировочный винт; *9* – опора пружины; *10* – пружина регулятора; *11* – шток; *12* – рейка топливного насоса

то регулятор становится однорежимным. Для создания регулятора двухрежимного, работающего только на минимальном и номинальном скоростных режимах, в регуляторе устанавливаются две последовательно включающиеся пружины, каждая из которых имеет свою, соответствующую названным режимам, предварительную деформацию.

Процесс автоматического регулирования скорости двигателя может осуществляться путем измерения других параметров, значения которых обусловливаются частотой вращения коленчатого вала. К таким параметрам относятся разрежение во впускном трубопроводе двигателя или давление топлива (масла) после подкачивающего насоса. На этой основе созданы пневматические и гидравлические регуляторы.

Замкнутая полость всережимного пневматического регулятора (рис. 5.22), изолированная от внешней среды диафрагмой *14*, вакуумной трубкой *9* связана с впускным трубопроводом двигателя. Диафрагма с одной стороны опирается на пружину *18*, а с другой – связана с рейкой *12* топливного насоса. При увеличении частоты вращения коленчатого вала во впускном трубопроводе увеличивается разрежение, диафрагма под действием перепада давлений в левой (замкнутой) и правой полостях регулятора деформирует пружину *18* и перемещает рейку *12* в сторону уменьшения цикловой подачи топлива. Таким образом получается регуляторная характеристика *5* (см. рис. 5.20). Для перехода на режимы работы по регуляторным характеристикам *6*–*7* следует прикрывать дроссельную заслону *1*, чем обеспечивается всережимность регулирования. Для увеличения цикловой подачи топлива при пуске служит упругий упор *16*, на который можно воздействовать рычагом *10*, перемещая одновременно рейку в сторону дополнительного увеличения цикловой подачи топлива.

На двигателях большой мощности (тепловозных, судовых или стационарных) устанавливаются регуляторы непрямого действия (рис. 5.23). В их конструкцию входит чувствительный элемент частоты вращения, состоящий из грузов *1*, пружины *2* и муфты *3*, и усилительный элемент с поршнями *17* и *19*, гидроцилиндра, управляемыми гидрораспределителем *6*, выполненным как одно целое с муфтой *3*.

Масло под давлением (около 0,8 МПа) подкачивающим реверсивным насосом *15* подается в масляный аккумулятор *16*. При увеличении нагрузки частота вращения уменьшается; пружина *2* смещает муфту *3* и гидрораспределитель *6* вниз. При этом масло из аккумулятора *16* по каналам *а* и *б* поступает в нижнюю полость гидроцилиндра с большей (в 2 раза) площадью поршня *17*. В гидроцилиндре создается усилие, перемещающее поршень вверх. Масло из

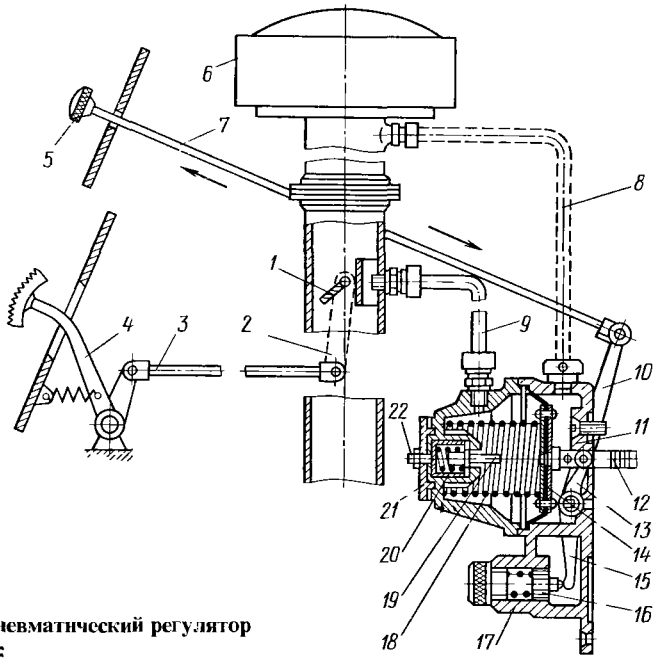


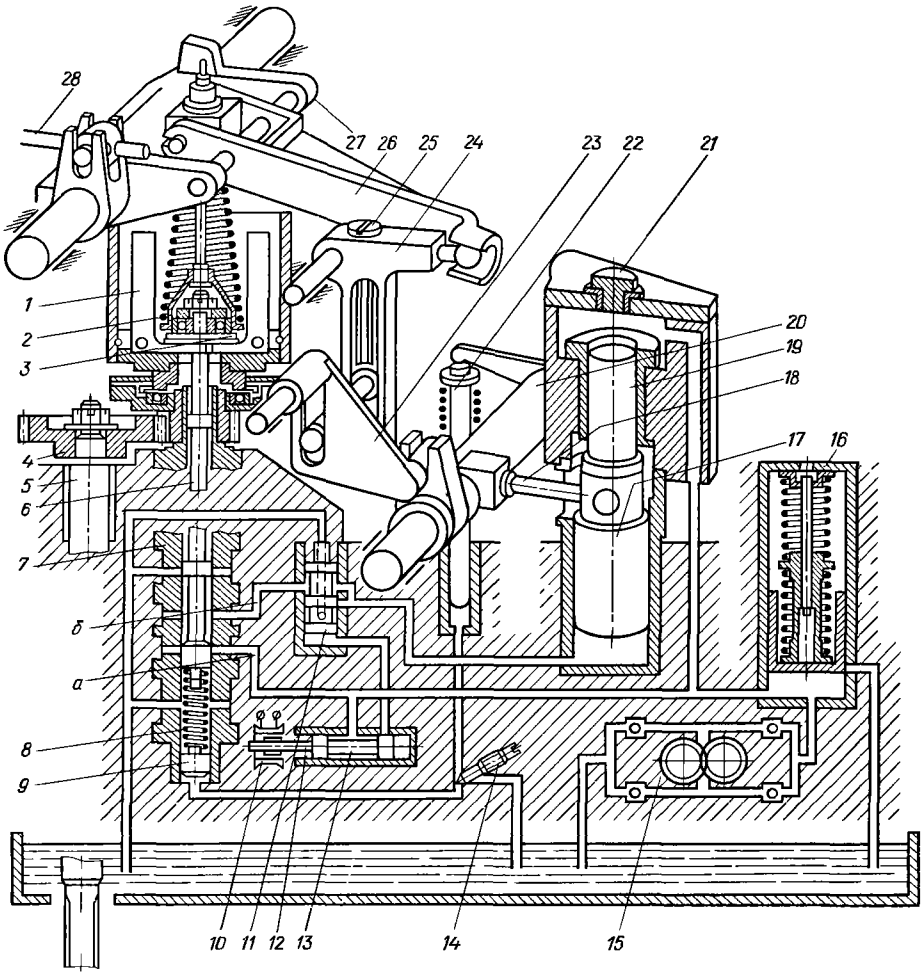
Рис. 5.22.
Всережимный пневматический регулятор с обогатителем:
1 – дроссельная заслонка; *2, 10, 13* и *15* – рычаги; *3* и *7* – тяги; *4* – педаль управления скоростными режимами двигателя; *5* – рукоятка для останова двигателя или обогащения рабочей смеси при пуске; *6* – воздухоочиститель; *8* – атмосферная трубка; *9* – вакуумная трубка; *11* – муфта регулятора; *12* – рейка топливного насоса; *14* – диафрагма; *16* – регулируемый упор обогатителя; *17* – пружина обогатителя; *18* – пружина чувствительного элемента; *19* – упор стабилизации при режиме холостого хода; *20* – пружина упора; *21* – крышка; *22* – регулировочный винт

верхней полости поршнем *19* выталкивается в канал *а*. Пальцем *18* вал *20* поворачивается и перемещает рейки топливных насосов в сторону увеличения подачи топлива.

Регуляторы непрямого действия обязательно имеют стабилизирующие элементы в виде жестких или гибких обратных связей. Регулятор РН-30 оборудован гибкой обратной связью, обеспечивающей постоянство частоты вращения при всех нагрузках от режима холостого хода до номинального *LK* (см. рис. 5.20).

При подъеме поршня гидроцилиндра вал *20* (см. рис. 5.23) плунжером *22* выдавливает масло в полость под поршнем *9* изодрома. Последний поднимается и сжимает пружины *8*, создавая силу, возвращающую гидрораспределитель *6* в исходное положение. Избыточное давление под поршнем *9* постепенно уменьшается, так как масло стекает через сечение задросселированное иглой *14* изодрома. Процесс регулирования возобновляется и заканчивается только тогда, когда гидрораспределитель *6* займет исходное положение, соответствующее ненагруженной пружине *8*. Это может произойти только при первоначальной частоте вращения грузов *1* и, следовательно, скоростном режиме двигателя.

При параллельной работе двигателей их регуляторы должны обеспечивать регуляторные характеристики с небольшим наклоном с целью равномерного распределения нагрузки между двигателями. Получение такой характеристики достигается жесткой обратной связью, которая включается в работу. При по-



вороте вала *20* против часовой стрелки перемещаются рычаги *23*, *24* и *26*, вследствие чего постепенно уменьшается предварительная деформация пружины *2*, что приводит к уменьшению частоты вращения грузов *1* по мере увеличения нагрузки на двигатель.

Изменение скоростного режима осуществляется тягой *28*, поворачивающей рычаг *27* с целью изменения предварительной деформации пружины *2*. Перемещение тяги *28* может осуществляться как вручную, так и дистанционно.

В регуляторе предусмотрено устройство для выключения подачи топлива, что

Рис. 5.23.
Схема автоматического регулятора непрямого действия РН-30:

1 — груз; *2* — пружина; *3* — муфта; *4* — зубчатое колесо; *5* — вал; *6* и *13* — гидрораспределители; *7* — гильза; *8* — пружина изодрома; *9* — поршень изодрома; *10* — электромагнит; *11* — запорный гидрораспределитель; *12* — шток; *14* — игла изодрома; *15* — подкачивающий реверсивный насос; *16* — масляный аккумулятор; *17* — нижний дифференциальный поршень гидроцилиндра; *18* — палец; *19* — верхний дифференциальный поршень гидроцилиндра; *20* — вал; *21* — заглушка; *22* — плунжер; *23, 24, 26* и *27* — рычаги; *25* — винт; *28* — тяга

можно осуществить дистанционно включением электромагнита *10*.

При повышенных требованиях к точности поддержания скоростных режимов используются двухимпульсные регуляторы, чувствительные элементы которых измеряют и вырабатывают регулирующее воздействие в зависимости от двух параметров, одним из которых является регулируемый (частота вращения коленчатого вала), а другим может быть угловое ускорение или нагрузка.

Требование более полного сгорания топлива привело к необходимости включать в регуляторы двигателей с газотурбинным наддувом чувствительный элемент *4* (рис. 5.24), измеряющий давление во впускном трубопроводе *7* и согласующий цикловую подачу топлива с цикловой подачей воздуха. При увеличении нагрузки частота вращения грузов *10* уменьшается, точка *A* перемещается вправо, и рычаг *12* управления, поворачиваясь около точки *B*, перемещает рейку *1* топливного насоса в сторону увеличения цикловой подачи топлива. Однако это перемещение ограничено положением точки *B*. По мере увеличения наддува во впускном трубопроводе *7* точка *B* смещается влево, в сторону больших цикловых подач топлива.

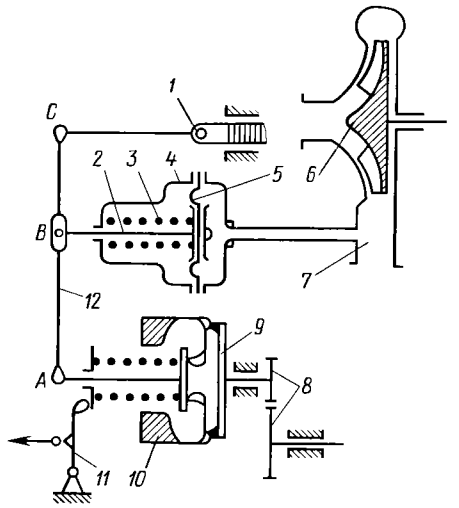


Рис. 5.24.
Схема автоматического регулятора прямого действии с корректором по давлению наддува:
1 — рейка топливного насоса; *2* — шток чувствительного элемента давления наддува; *3* и *11* — пружины; *4* — чувствительный элемент; *5* — диафрагма; *6* — компрессор; *7* — впускной трубопровод; *8* — повышающая зубчатая передача; *9* — траверса; *10* — груз; *12* — рычаг управления

Кроме регуляторов частоты вращения на большинстве двигателей имеются регуляторы температуры в системе охлаждения, предназначенные для поддержания температуры, обеспечивающей при прочих равных условиях минимальные значения расхода топлива и износа поверхностей трущихся деталей. Для обеспечения лучшего согласования угла опережения впрыскивания топлива или зажигания смеси на многих двигателях устанавливаются соответствующие автоматические устройства, изменяющие этот угол в зависимости от режима работы.

Совершенствование автоматических систем управления и регулирования идет по пути увеличения числа параметров, значение которых необходимо поддерживать на оптимальном уровне, зависящем от режима работы двигателя. Развитие вычислительной и микропроцессорной техники создает предпосылки для ее применения в системах автоматического регулирования двигателя с целью оперативной обработки информации о состоянии двигателя, о текущих значениях его параметров и синхронного поиска оптимального их сочетания с целью обеспечения, например, минимального расхода топлива при заданной нагрузке и частоте вращения, а также исключения токсичных составляющих из отработавших газов.

6. РЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

6.1. Принцип действия, устройство и классификация

Классификация реактивных двигателей

Реактивные двигатели являются основным видом силовых установок авиационных, ракетных и космических летательных аппаратов, создающих приложенную к ним реактивную тягу.

Реактивная тяга создается двигателем, отбрасывающим в окружающую среду определенную массу вещества (рабочего тела).

В зависимости от способа получения силы тяги все реактивные двигатели делятся на две основные группы – воздушно-реактивные и ракетные (рис. 6.1). В воздушно-реактивных двигателях основным компонентом рабочего тела, осуществляющего термодинамический цикл, является атмосферный воздух, кислород которого используется в качестве окислителя для преобразования химической энергии топлива в тепловую.

Воздушно-реактивные двигатели делятся на двигатели прямой и непрямой реакции. В первых вся полезная работа затрачивается только на ускорение воздуха. Во вторых большая часть полезной работы (или вся) передается движителю (например, винту), посредством которого создается тяга.

Газотурбинные двигатели (ГТД) находят наибольшее применение. Основные процессы в них аналогичны тем, которые протекают в любых газотурбинных двигателях. ГТД используются в основном при умеренных скоростях полета, соответствующих значениям чисел Маха до $M_п = 3 \div 3{,}5$.

Турбореактивный двигатель (рис. 6.2) устанавливают на самолетах с околозвуковыми скоростями полета (при высокой начальной температуре газа перед турбиной скорость полета может увеличиваться до $M_п \geqslant 2$). Параметры рабочего тела (воздуха и продуктов сгорания топлива в воздухе) – давление p^*, температура T^* и скорость w – вдоль газовоздушного тракта ТРД изменяются так, как показано в нижней части рис. 6.2. На взлете воздух из внешней среды засасывается через воздухозаборник *1*. Вследствие потерь в нем давление перед компрессором *2* становится несколько ниже давления внешней среды. В полете с большими скоростями воздух подвергается динамическому сжатию в свободной струе и сверхзвуковом диффузоре, затем сжимается в компрессоре, скорость его несколько уменьшается, а температура возрастает. За камерой сгорания *3* при определенном коэффициенте избытка воздуха температура T^* продуктов сгорания меньше температуры пламени $T_{пл}$ и имеет значение, при котором обеспечивается надежная работа турбины ГТД. Давление p^* продуктов сгорания в камере несколько падает, скорость

Реактивная тяга – результирующая газодинамических сил давления и трения, приложенных к внутренней и наружной поверхностям двигателя без учета внешнего сопротивления. **Газотурбинный двигатель** – тепловая машина, предназначенная для преобразования энергии сгорания топлива в кинетическую энергию реактивной струи и (или) в механическую работу на валу двигателя, основными элементами которой являются компрессор, камера сгорания и газовая турбина. **Турбореактивный двигатель – ГТД**, в котором энергия топлива преобразуется в кинетическую энергию струй газов, вытекающих из реактивного сопла.

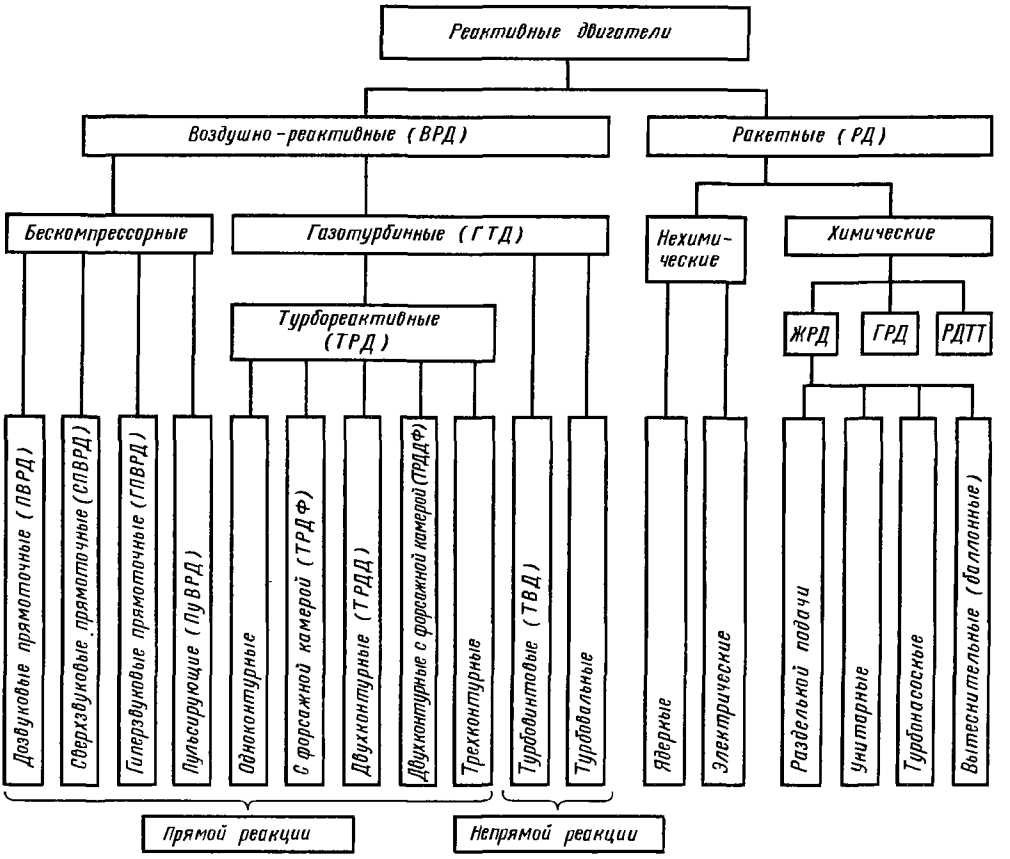


Рис. 6.1.
Классификация реактивных двигателей

возрастает. Полученные продукты сгорания расширяются в турбине *4* (первая ступень расширения) и в реактивном сопле *5* (вторая ступень расширения). При этом их скорость постоянно возрастает, температура и давление в турбине понижаются, а в сопле остаются почти постоянными.

Турбореактивный двигатель с форсажной камерой отличается от ТРД наличием форсажной камеры, в которой происходит дополнительное сжигание топлива за турбиной. ТРДФ применяются, если скорости полета соответствуют числам $M_п = 3 \div 3{,}5$.

В турбовинтовом двигателе мощность турбины лишь частично передается компрессору, остальная часть мощности затрачивается на вращение воздушного винта, являющегося основным движителем самолета с ТВД. Частично сила тяги создается за счет реакции струи газов, вытекающих из двигателя через реактивное сопло. ТВД применяются для малых дозвуковых скоростей полета ($M_п \leqslant 0{,}8 \div 0{,}85$) некоторых пассажирских и транспортных самолетов. Турбовальный двигатель – это ТВД, в котором мощность турбины, не связанной с компрессором, передается через редуктор на воздушный винт вертолета.

В двухконтурном турбореактивном двигателе входящий в него воздух делится на два потока. Первый контур двигателя является обычным турбовинтовым двигателем, однако в нем часть мощности турбины передается не

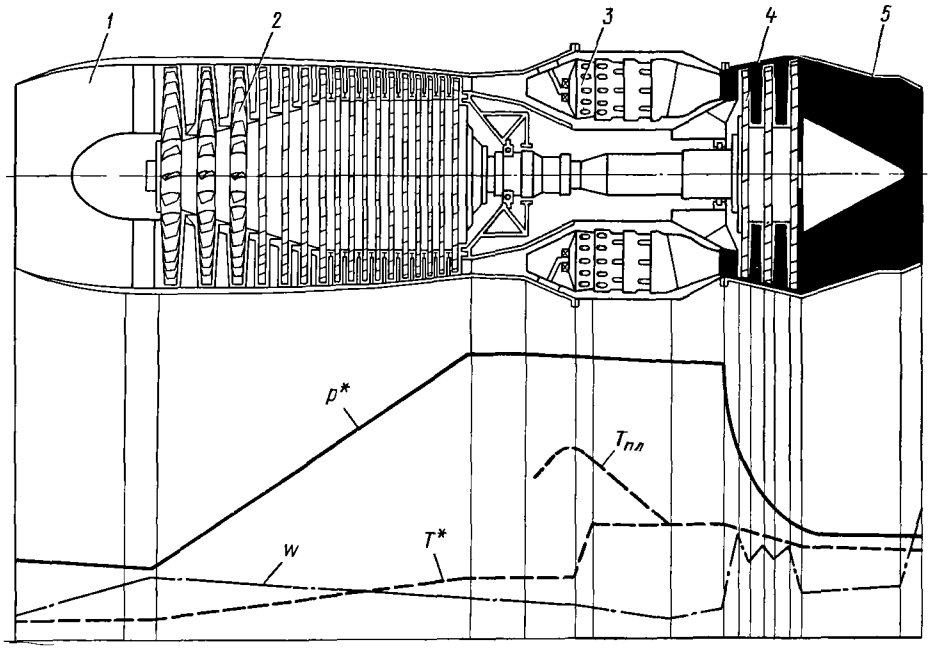


Рис. 6.2.
Схема ТРД и изменение параметров газового потока в нем

на воздушный винт, а на компрессор, установленный во втором контуре (его называют вентилятором). Реактивная тяга ТРДД складывается из сил реакции потоков воздуха и продуктов сгорания, получивших ускорение в обоих контурах и вытекающих через два самостоятельных или одно общее реактивное сопло. ТРДД находят наибольшее применение на пассажирских самолетах с дозвуковыми скоростями полета. При сверхзвуковых скоростях полета применяются двухконтурные двигатели с форсажной камерой (ТРДДФ), в таких двигателях дополнительное количество топлива сжигается в одном или в обоих контурах.

При больших скоростях полета динамическое сжатие воздуха можно осуществить за счет скоростного напора; двигатели, в которых используется такое сжатие, относятся к бескомпрессорным ВРД. При скоростях полета, соответствующих $M_п \geqslant 3{,}5 \div 4$, применяются сверхзвуковые прямоточные воздушно-реактивные двигатели (СПВРД); при $M_п > 6 \div 7$ – гиперзвуковые (ГПВРД). Пульсирующие ВРД (ПуВРД) используют в качестве рабочего тела кислород воздуха, периодически поступающий из внешней среды и сжимаемый скоростным напором.

Целесообразные пределы применения того или иного типа ВРД в указанных диапазонах скоростей полета определяются главным образом топливной экономичностью и удельной тягой двигателя. Так, ТВД имеет хорошую экономичность на низких и средних скоростях полета; ТРДД имеют высокую экономичность на больших дозвуковых скоростях; ТРДДФ относительно мало уступают в экономичности ТРД на сверхзвуковых скоростях полета; ТРДФ имеет существенно худшую, чем у ТРД, экономичность при малых скоростях полета, но значительно бóльшую удельную тягу; ПуВРД при малых скоростях полета экономичнее прямоточного ВРД. Важны также и другие критерии: на-

пример, ТРДД работают со значительно меньшим уровнем шума, чем ТРД.

Ракетные двигатели работают на топливе и окислителе, которые транспортируются вместе с двигателем, поэтому его работа не зависит от внешней среды. Жидкостные ракетные двигатели работают на химическом жидком топливе, состоящем из топлива и окислителя. Жидкие компоненты топлива непрерывно подаются под давлением из баков в камеру сгорания насосами (при турбонасосной подаче) или давлением сжатого газа (при вытеснительной или баллонной подаче). В камере сгорания в результате химического взаимодействия топлива и окислителя образуются продукты сгорания с высокими параметрами, при истечении которых через сопло образуется кинетическая энергия истекающей среды, в результате чего создается реактивная тяга. Таким образом, химическое топливо служит как источником энергии, так и рабочим телом.

Аналогично работают ракетные двигатели, использующие в качестве исходного рабочего тела твердое топливо, содержащее как топливо, так и окисляющие компоненты – ракетные двигатели твердого топлива (РДТТ). Если в качестве топлива применяется твердое топливо, а в качестве окислителя – жидкое вещество, то такой двигатель называется гибридным ракетным двигателем (ГРД).

К нехимическим ракетным двигателям относятся ядерные (ЯРД) и электрические (ЭРД). Энергия ЯРД используется для газификации и нагрева рабочего тела, которое не меняет своего состава, истекает из реактивного сопла и создает тягу. Рабочие тела в ЭРД состоят из заряженных частиц, которые разгоняются с помощью электростатических или электромагнитных полей.

Действительные циклы и схемы

Воздушно-реактивные двигатели. Турбореактивный двигатель (см. рис. 6.2) работает по термодинамическому циклу (рис. 6.3, *а*). На взлете воздух из атмосферы засасывается в воздухозаборник со скоростью до 150 – 200 м/с. В полете на больших скоростях воздух подвергается динамическому сжатию в свободной струе и сверхзвуковом диффузоре до параметров, соответствующих точке *в*. Дальнейшее сжатие воздуха до точки *к* происходит в компрессоре. (В современных ТРД основным типом компрессора является многоступенчатый осевой.) Общая степень повышения давления в ТРД достигает 100 – 200.

Из компрессора *2* (см. рис. 6.2) воздух поступает в камеру сгорания *3*, где в него впрыскивается топливо. В результате сжигания топлива температура рабочего тела за камерой сгорания доводится до $T_г^* = 1550 \div 1650$ К (точка *г*, см. рис. 6.3, *а*), в экспериментальных двигателях $T_г^* \approx 1700$ К и выше. В отличие от идеального цикла, при смесеобразовании и сжигании топлива давление рабочего тела уменьшается на 3 – 5 %.

Процесс расширения в ТРД происходит в турбине до точки *т* и в реактивном сопле до точки *с*. В турбине *4* (см. рис. 6.2) часть потенциальной энергии газов преобразуется в механическую работу на валу, передаваемую компрессору *2*. Работа производится газами не только сжатыми в компрессоре, но и нагретыми в камере сгорания, поэтому удельная работа расширения $l_т$ значительно больше удельной работы сжатия $l_к$. Так как расходы воздуха и газа отличаются мало, степень понижения давления в турбине всегда меньше, чем степень повышения давления в компрессоре, и перед реактивным соплом (точка т, см. рис. 6.3, *а*) избыточ-

Ракетный двигатель – двигатель, использующий для работы только вещества и источники энергии, имеющиеся в запасе на аппарате.

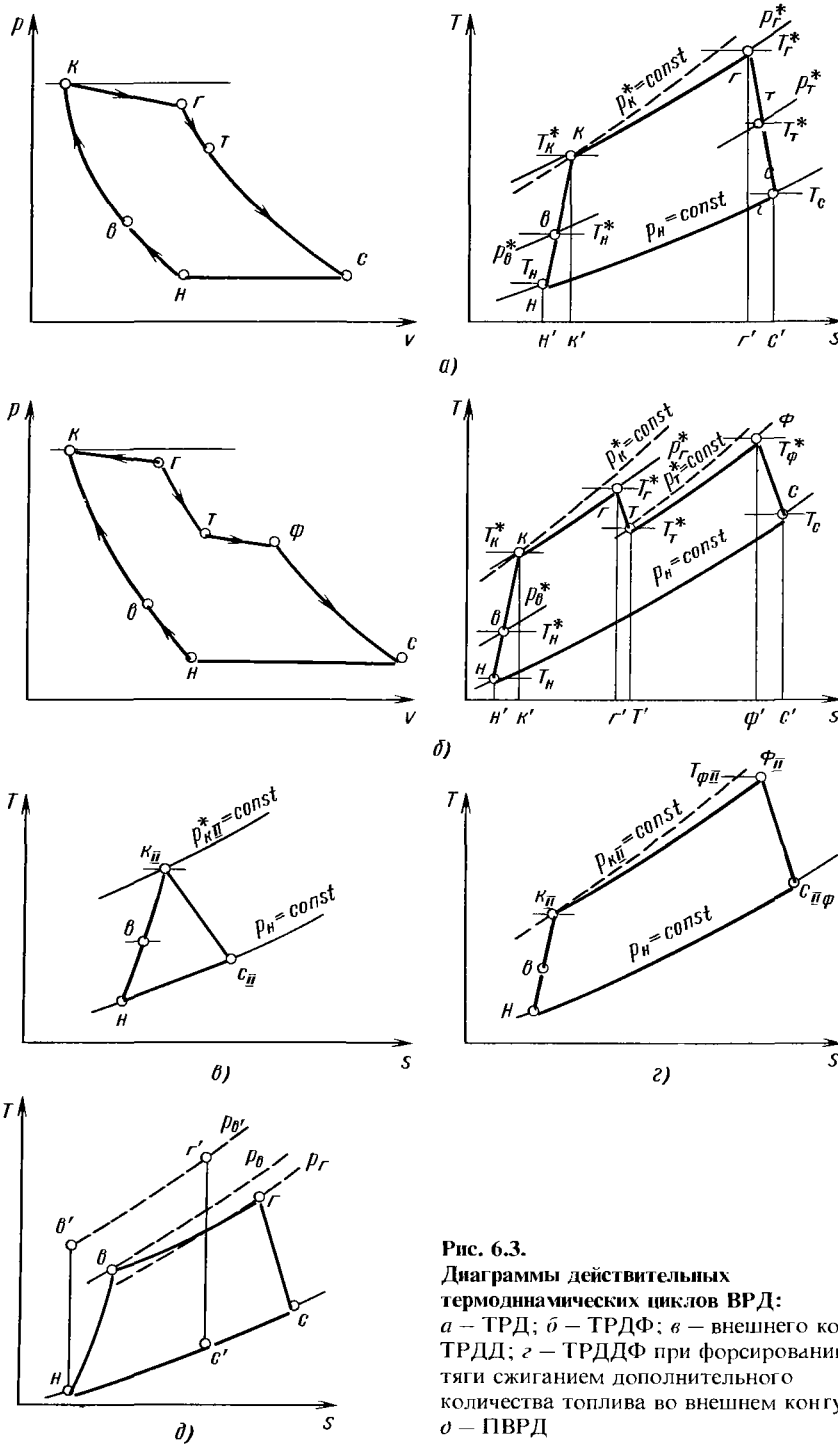


Рис. 6.3.
Диаграммы действительных термодинамических циклов ВРД:
а – ТРД; *б* – ТРДФ; *в* – внешнего контура ТРДД; *г* – ТРДДФ при форсировании тяги сжиганием дополнительного количества топлива во внешнем контуре; *д* – ПВРД

ное давление всегда больше, чем давление в воздухозаборнике, а температура выше температуры торможения набегающего потока. Очевидно, что скорость истечения газов из реактивного сопла ТРД больше скорости полета, что определяет появление реактивной тяги двигателя.

В форсажную камеру ТРДФ через форсунки подается дополнительное количество топлива. Диаграммы термодинамического цикла ТРДФ показаны на рис. 6.3, *б*.

Основными конструктивными элементами ТВД (рис. 6.4, *а*) являются вал воздушного винта *1*, редуктор *2*, воздухозаборник *3*, компрессор *4*, камера сгорания *5*, турбина *6* и реактивное сопло *7* (выходное устройство в турбовальных ГТД). Рабочий процесс в ТВД принципиально не отличается от процесса в ТРД, однако в ТВД основная часть свободной энергии турбины используется для получения тяги винта. Перепад давлений в реактивном сопле значительно меньше, чем в ТРД, поэтому скорости истечения сравнительно невелики и реактивная тяга составляет всего от 10 до 25 % общей.

Турбовинтовые и турбовальные ГТД – единственные типы реактивных двигателей, в которых возможно применение регенерации теплоты. Термодинамический цикл такого ТВД принципиально не отличается от цикла ГТУ (см. рис. 4.23).

Схемы и параметры двухконтурных турбореактивных двигателей (ТРДД) отличаются бóльшим разнообразием, чем схемы ТРД и ТВД. ТРДД для дозвуковых пассажирских и транспортных самолетов выполняются без форсажных камер. Для сверхзвуковых пассажирских самолетов применяются ТРДД с форсажной камерой (ТРДДФ). Наибольшее распространение получили ТРДД с передним расположением вентилятора *8* (см. рис. 6.4, *б*, *в*), применяются ТРДД с задним расположением вентилятора (рис. 6.4, *г*), а также с выносным вентилятором.

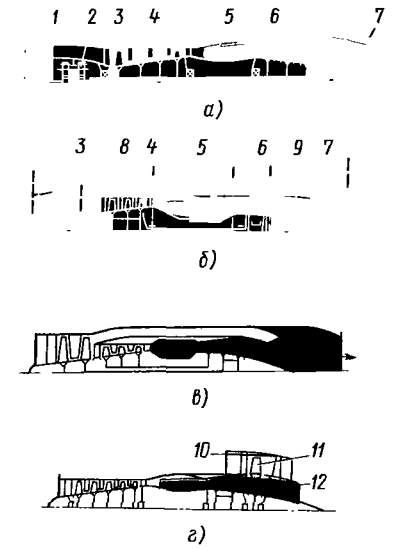


Рис. 6.4.
Схемы ТВД и ТРДД:
а – ТВД; *б* – ТРДД с раздельными контурами и передним расположением вентилятора; *в* – ТРДД со смешением потоков, общим соплом и передним расположением вентилятора; *г* – ТРДД с раздельными контурами и задним расположением вентилятора; *1* – воздушный винт; *2* – редуктор; *3* – воздухозаборник; *4* – компрессор; *5* – камера сгорания; *6* – турбина; *7* – реактивное сопло; *8* – вентилятор; *9* – внешний контур; *10* – турбовентиляторная приставка; *11* – вентиляторные лопатки; *12* – турбинные лопатки

В ТРДД с передним расположением вентилятора (см. рис. 6.4, *б*) воздух из атмосферы поступает в воздухозаборник *3*, который в зависимости от назначения двигателя может быть дозвуковым или сверхзвуковым. Затем воздух проходит первую (переднюю) часть компрессора (вентилятор). За вентилятором *8* воздушный поток разветвляется на два потока. Воздух внутреннего контура сжимается в компрессоре *4*, его давление и температура существенно возрастают, затем, как и в ТРД, поступает в камеру сгорания *5*, куда через форсунки подается топливо. Газ с высокой температурой и давлением

проходит через турбину *6*, приводящую компрессор и вентилятор, а затем реактивное сопло *7*. Так как давление газа за турбиной выше атмосферного, то в сопле газовый поток разгоняется, и его скорость на выходе из сопла превышает скорость воздуха, поступающего в двигатель через воздухозаборник, в результате чего создается реактивная тяга внутреннего контура. Воздух, проходящий по внешнему контуру *9*, расширяется в выходном устройстве – реактивном сопле.

В ТРДД, показанном на рис. 6.4, *в*, внутренний контур аналогичен только что описанному, но за этим контуром газы смешиваются с воздухом, выходящим из внешнего контура, и смесь расширяется в сопле. ТРДД, выполненные по схеме рис. 6.4, *г*, обычно создаются на базе уже доведенного и хорошо зарекомендовавшего себя в эксплуатации ТРД, который используется в качестве генератора газа. Турбовентиляторная приставка *10* выполняется в виде двухъярусного колеса так, что внутренний ярус образуют турбинные *12*, а наружный – вентиляторные лопатки *11*.

ТРДД с форсажной камерой (ТРДДФ) имеют значительно бóльшую тягу, чем ТРДД. Форсажная камера устанавливается либо во внешнем контуре, либо за смесителем в ТРДД со смешением потоков. В зависимости от параметров ТРДД и ТРДДФ обычно выполняют двух- или трехвальными.

Рабочие процессы, протекающие во внутреннем контуре ТРДД, подобны процессам в ТРД, а следовательно, подобны и их термодинамические циклы. Отличие рабочих процессов заключается в том, что на *sT*-диаграмме цикла ТРД (см. рис. 6.3, *а*) между точками *в* и *к* появляется лишь одна дополнительная точка $к_{II}$, соответствующая концу процесса сжатия в вентиляторе, мощность турбины затрачивается не только на привод компрессора, но и на привод вентилятора.

Действительный термодинамический цикл внешнего контура ТРДД (см. рис. 6.3, *в*) состоит из динамического сжатия воздуха в воздухозаборнике (процесс *нв*), сжатия в вентиляторе (процесс $вк_{II}$) и расширения в реактивном сопле внешнего контура (процесс $к_{II}с_{II}$). В ТРДДФ при форсировании тяги сжиганием дополнительного топлива во внешнем контуре осуществляется термодинамический цикл $нвк_{II}ф_{II}с_{II}ф_{II}н$ (рис. 6.3, *г*), а цикл внутреннего контура аналогичен циклу внутреннего контура ТРДД (или ТРД).

Прямоточные (бескомпрессорные) ВРД применяются в основном при таких скоростях полета, когда турбокомпрессор является сопротивлением, вызывающим уменьшение давления за турбиной по сравнению с давлением перед компрессором.

Рабочий процесс, схема и основные параметры ПВРД существенно зависят от скорости полета. В ПВРД для дозвуковых скоростей параметры потока (давление p, скорость w, температура T) изменяются так, как показано на рис. 6.5 *а*. Воздухозаборник в этом случае выполняется в виде расширяющегося канала, реактивное сопло сужающееся.

При больших сверхзвуковых скоростях полета процессы сжатия и расширения в ПВРД сопровождаются переходом скорости потока через скорость звука. Для снижения потерь по тракту двигателя, а также внешнего сопротивления входные и выходные устройства в сверхзвуковых ПВРД выполняются сверхзвуковыми. В них устанавливается система косых скачков с переходом через скорость звука в замыкающем прямом скачке. Сверхзвуковое сопло СПВРД выполняется в виде сопла Лаваля. За входным устройством параметры потока меняются принципиально так же, как и в дозвуковом ПВРД.

При больших скоростях полета возрастает температура торможения потока. Так, при $M_п = 6$ температура воздуха при выходе из воздухозаборника составляет 1600 К, а при $M_п = 10$ достигает 3600 К. Однако при этом резко увеличиваются потери в воздухозабор-

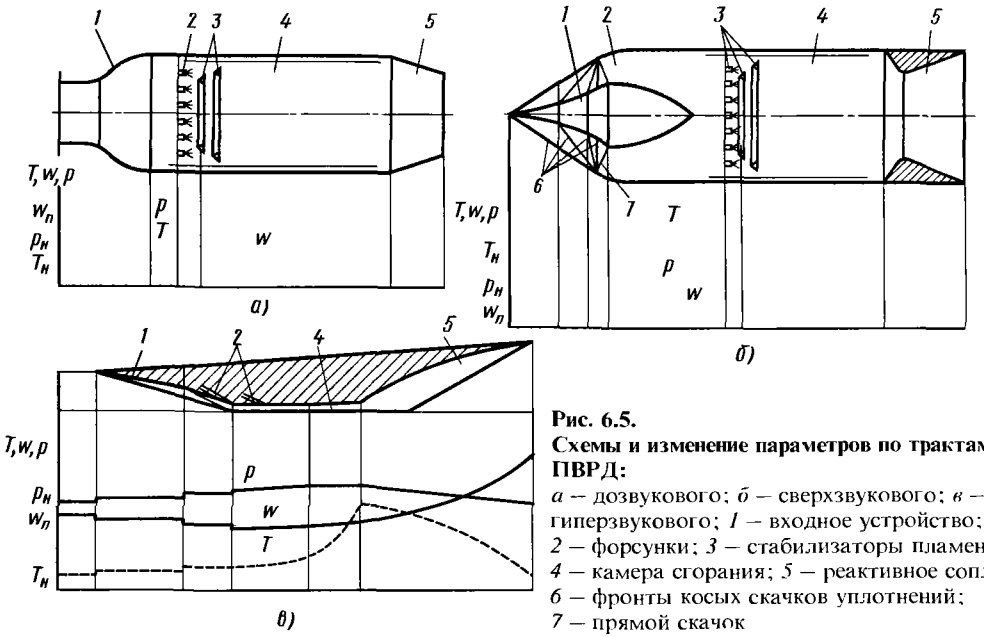


Рис. 6.5.
Схемы и изменение параметров по трактам ПВРД:
а – дозвукового; *б* – сверхзвукового; *в* – гиперзвукового; *1* – входное устройство; *2* – форсунки; *3* – стабилизаторы пламени; *4* – камера сгорания; *5* – реактивное сопло; *6* – фронты косых скачков уплотнений; *7* – прямой скачок

нике и реактивном сопле, в связи с чем эффективность СПВРД (рис. 6.5, *б*) при $M_п > 8$ заметно ухудшается. Потери можно уменьшить, если снизить степень торможения во входном устройстве, а скорость потока в камере сгорания довести до сверхзвуковой. В таких гиперзвуковых ПВРД (рис. 6.5, *в*) воздухозаборник *1* переходит в канал камеры сгорания *4*, представляющий собой совмещенную камеру смешения и сгорания, на начальном участке которой впрыскивается топливо. Реактивное сопло *5* выполняется расширяющимся, так как при входе в него скорость потока сверхзвуковая.

Все процессы ПВРД (сжатие, подвод теплоты и расширение) происходят с падением полного давления, поэтому действительный цикл ПВРД в *sT*-координатах изображается в виде, представленном на рис. 6.3, *д*.

Ракетные двигатели. Жидкостные ракетные двигатели делятся на два типа в зависимости от способа подачи компонентов топлива в камеру сгорания. Камера ЖРД (см. рис. 6.6, *а*) создает тягу двигателя. Она состоит из камеры сгорания *6*, сопла *7*, головки *4*, на которой расположены топливные форсунки *3* и форсунки *5* окислителя. Стенки камеры в основном изготовляют двойными для создания гидравлического тракта с целью охлаждения внутренней стенки *2* камеры, соприкасающейся с продуктами сгорания.

Для подачи топлива в камеру сгорания используются вытеснительная и насосная системы подачи. При вытеснительной системе (рис. 6.6, *б*) топливные баки *9* находятся под бóльшим давлением, чем давление в камере сгорания. Под этим перепадом давления компоненты топлива через пускорегулирующие клапаны *8* поступают в камеру сгорания. Давление в топливных баках создается с помощью воздушного аккумулятора давления *11*, в котором газ находится под высоким давлением, а постоянство давления в топливных баках поддерживается с помощью газового редуктора давления *10*.

Для создания давления в топливных баках используются также жидкостные

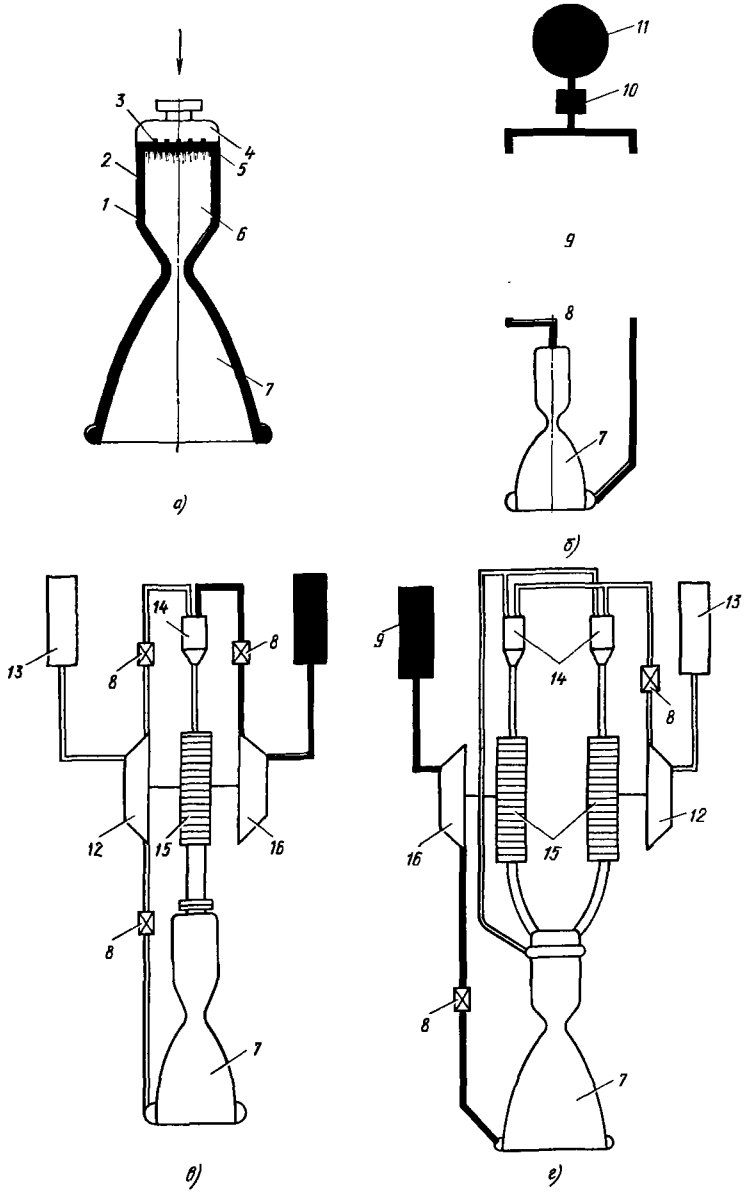


Рис. 6.6.
Схемы ЖРД:
а — камера ЖРД; *б* — с вытеснительной системой подачи топлива; *в* — с дожиганием продуктов газогенерации по схеме газ—жидкость; *г* — с дожиганием продуктов газогенерации по схеме газ—газ; *1* и *2* — стенки камеры; *3* — топливная форсунка; *4* — головка; *5* — форсунка окислителя; *6* — камера сгорания; *7* — сопло; *8* — пускорегулирующий клапан; *9* — топливный бак; *10* — газовый редуктор давления; *11* — аккумулятор давления; *12* — насос окислителя; *13* — бак с окислителем; *14* — жидкостной газогенератор; *15* — турбина; *16* — топливный насос

аккумуляторы давления (ЖАД), представляющие собой камеры сгорания, подобные камерам сгорания ЖРД, в которых сжигаются жидкие компоненты топлива в определенном количестве и соотношении.

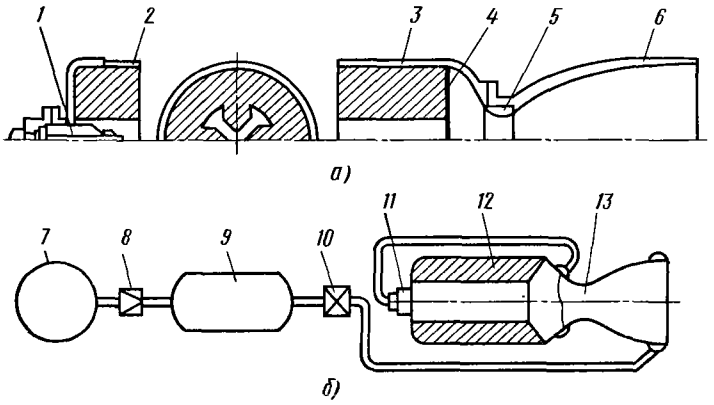
При насосной системе подачи топлива основное повышение давления его компонентов создается не в баках, а насосами *12, 16* (см. рис. 6.6, *в, г*). Привод насосов осуществляется газовой турбиной *15*. В большинстве случаев в качестве источника газа для привода турбины турбонасосного агрегата (ТНА), включающего насосы и турбину, используются жидкостные газогенераторы (ЖГГ) *14*, работающие, как правило, на основных компонентах топлива ЖРД. Продукты генерации в ЖГГ называются окислительными, если они получены при избытке окислителя (коэффициент избытка окислителя $\alpha > 1$), и восстановительными, если имеется избыток топлива ($\alpha < 1$).

Отработавшее в турбине рабочее тело может выбрасываться во внешнюю среду или использоваться в каком-либо расположенном вне камеры сгорания утилизационном устройстве (например, в рулевых соплах). При такой схеме, получившей название ЖРД без дожигания, значительная часть топлива расходуется неэффективно, что ухудшает экономические показатели ЖРД как теплового двигателя. В схемах ЖРД с дожиганием рабочего тела турбины (рис. 6.6, *в, г*) этот недостаток отсутствует. В ЖРД с дожиганием в общем случае в камеру сгорания подаются жидкие окислитель и топливо и газ из турбины (с избытком окислителя или избытком топлива).

Если все топливо проходит через ЖГГ, то в камеру сгорания вводится жидкий окислитель и газ с недостатком окислителя (схема газ – жидкость, рис. 6.6, *в*). В аналогичной схеме весь окислитель проходит через ЖГГ, а в камеру сгорания вводятся жидкое топливо и газ с избытком окислителя. Если все топливо, расходуемое ЖРД, до поступления в камеру сгорания проходит через соответствующие газогенераторы *14* и турбины, то в камеру сгорания вводятся и дожигаются в ней газ с избытком топлива и газ с избытком окислителя (схема газ – газ, рис. 6.6, *г*).

Ракетные двигатели твердого топлива (рис. 6.7) не имеют системы подачи

Рис. 6.7.
Схемы ракетных двигателей твердого топлива:
а – камера сгорания: *б* – гибридный ракетный двигатель (ГРД);
1 – воспламенитель; *2* – камера сгорания; *3* – корпус камеры; *4* – заряд твердого топлива; *5* – критическое сечение; *6* – сопло; *7* – баллон со сжатым газом; *8* – редуктор давления; *9* – бак с окислителем; *10* – отсечной клапан; *11* – форсунка окислителя; *12* – заряд твердого топлива; *13* – камера двигателя



топлива, что существенно упрощает их конструкцию. Заряд твердого топлива *4* (рис. 6.7, *а*) помещается в камеру сгорания *2*. Воспламенение заряда осуществляется воспламенителем *1*. В результате сгорания топлива образуются высокотемпературные продукты сгорания, которые, истекая через сопло *6*, создают реактивную тягу.

ЖРД и РДТТ имеют свои преимущества и недостатки. Так, у ЖРД более высокие удельные импульсы и меньшая масса, они способны многократно пускаться и в широких пределах регулировать тягу, но более сложны в конструктивном отношении. РДТТ имеют пока меньшие значения удельного импульса, бóльшую массу, но просты по конструкции, надежны в эксплуатации и быстрее готовятся к пуску, чем ЖРД.

Применение реактивных двигателей в народном хозяйстве

В народном хозяйстве наибольшее применение находят как новые, так и отработавшие в воздухе установленный гарантийный ресурс авиационные ГТД (АГТД). АГТД являются наиболее совершенными в конструктивном отношении двигателями, работающими с наиболее высокой экономичностью. Они компактны, легки, имеют малые металлоемкость и объем, высокую маневренность. Благодаря серийному выпуску АГТД имеют удельную себестоимость значительно меньшую. чем, например, стационарные ГТУ.

Рассмотрим некоторые случаи использования АГТД в различных отраслях промышленности, в энергетике, на транспорте. АГТД входят в состав пиковых и резервных энергетических установок на электростанциях. Так как ресурс работы обычных пиковых установок значительно больше (до 10 – 20 тыс. ч) срока службы устанавливаемых АГТД, в течение этого срока АГТД приходится менять 2 или 3 раза. При создании энергетических установок используют как ТРД, так и ТВД. Конкретный тип АГТД выбирают в первую очередь в зависимости от требуемой мощности и назначения станции. Некоторые типы ТВД можно применять непосредственно для привода электрогенератора (рис. 6.8, *а, б*). В этом случае планетарный редуктор, через который в исходном ТВД мощность передается на воздушный винт (винты), заменяют более простым редуктором *4* (рис. 6.8, *а*), понижающим частоту вращения до 3000 об/мин. Если два или несколько ТВД устанавливаются для привода одного электрогенератора, то они, работая параллельно, передают мощность через один редуктор (рис. 6.8, *б*).

Мощные энергоустановки создаются в основном на базе ТРД (рис. 6.8, *в*). В них ТРД обычно служит газотурбогенератором (ГТГ). Потенциальная энергия отработавших газов используется для привода силовой турбины *3*, приводящей электрогенератор. Реактивное сопло двигателя заменяется переходным патрубком и силовой турбиной.

Энергоустановки с несколькими ТВД или ТРД работают с высокой топливной экономичностью на частичных нагрузках. Применение АГТД в составе пиковых и резервных энергоустановок особенно целесообразно ввиду исключительно быстрого их выхода на рабочий режим (даже из холодного состояния не более, чем через 3 – 5 мин), причем легко обеспечивается автоматическое включение энергоустановок в работу при падении частоты тока в электрической сети.

На рис. 6.9 показана энергоустановка, созданная на базе двигателя АИ-20. Двигатель *4* посредством вала *2* соединен с электрогенератором *1*, мощность которого, в зависимости от режима работы установки, составляет 1250 – 2000 кВт.

Станция с двумя такими двигателями имеет расчетную стоимость 1 кВт·ч меньше, чем дизельной, при работе станции до 3000 – 4000 ч в году, а моторесурс установки сопоставим с мо-

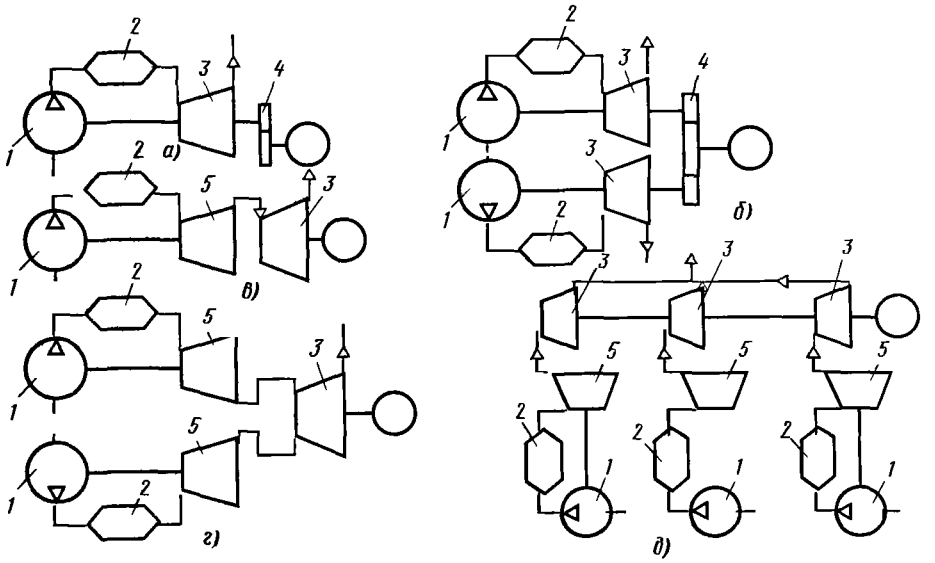


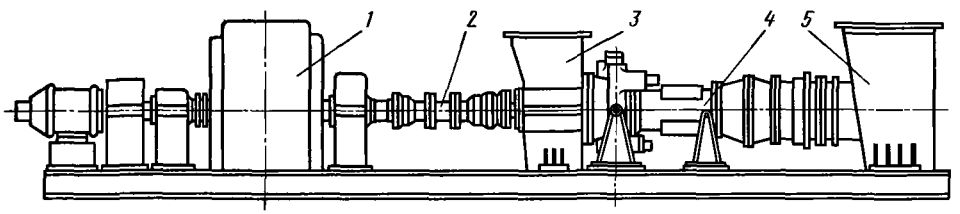
Рис. 6.8.
Схемы применения ВРД для привода электрогенератора:
а – один ТВД; *б* – два ТВД; *в* – один ТРД; *г* – два ТРД и одна силовая турбина; *д* – три ТРД со своими силовыми турбинами; *1* – компрессор; *2* – камера сгорания; *3* – силовая турбина; *4* – редуктор; *5* – турбина компрессора

торесурсом современных быстроходных дизелей. Объединением нескольких ГТД (рис. 6.8, *г, д*) можно создавать мощные энергоустановки для резервирования мощностей крупных электростанций, а также для покрытия наиболее острой пиковой части нагрузки. С укрупнением единичных мощностей существенно снижается удельная стоимость электростанции.

Энергоустановки с отработавшими летный ресурс АГТД (например, двигателями АИ-20) применяются также в силовых установках передвижных электростанций мощностью 1600 и 2000 кВт.

В стационарных условиях АГТД могут использоваться в качестве привода бурильных установок, перекачивающих агрегатов на газо- и нефтепроводах. Экономическая целесообразность применения АГТД определяется возможностью его работы на перекачиваемом топливе; такие установки легко транспортируются, монтируются и демонтируются, управляются автоматически и дистанционно, не требуют громоздких фундаментов и специальных помещений. Примером использования преобразованных авиационных двигателей в качестве

Рис. 6.9.
Энергоустановка с двигателем АИ-20:
1 – электрогенератор; *2* – соединительный вал; *3* – выпускной патрубок двигателя; *4* – двигатель АИ-20; *5* – входной патрубок



газоперекачивающих агрегатов (ГПА) является агрегат ГПА-Ц-6,3 мощностью 6,3 МВт, двигателем в котором служит газотурбинная установка НК-12СТ, преобразованная из АГТД типа НК-12. Организовано серийное производство этих ГПА. Они оказались весьма надежными в эксплуатации; экономический эффект от ввода компрессорных станций с ГПА-Ц-6,3 только за годы десятой пятилетки составил около 1,5 млрд. руб. Начата опытно-промышленная эксплуатация агрегатов ГПА-Ц-16 с установками НК-16СТ, преобразованными из авиационного ТРДД типа НК-8. Этот ГПА также имеет блочную конструкцию. На базе авиационных двигателей разрабатываются ГПА мощностью 25 МВт.

АГТД находят применение также в судовых установках. Для эффективной передачи мощности АГТД на винт предусматривается компоновка со свободной силовой турбиной 5 винта (рис. 6.10, *а*), а турбокомпрессорный блок ТРД используется в качестве генератора газа. Мощность от силовой турбины винту передается через редуктор 7. Иногда для этих целей у одновального ТВД выделяют последние (одну или две) ступени турбины 5 (рис. 6.10, *б*) в кинематически не связанную с турбокомпрессорным блоком свободную турбину для привода винта.

Двухкаскадный ТРДД (рис. 6.10, *в*) также может быть преобразован путем выделения части ступеней турбины низкого давления для создания дополнительной свободной турбины 5 винта. В некоторых судовых установках турбокомпрессорный блок ТРД используется в качестве генератора сжатого воздуха для ГТУ с разделенным потоком воздуха (рис. 6.10, *г*).

При назначении АГТД в качестве судовой силовой установки, кроме изменений в схеме двигателя, необходимо также предусмотреть меры, обеспечивающие удовлетворительную работу ГТД в условиях движения судна: установку сепараторов влаги и фильтров при входе в двигатель, применение покрытий для деталей компрессора и устройств для периодической чистки компрессора от отложений, а также

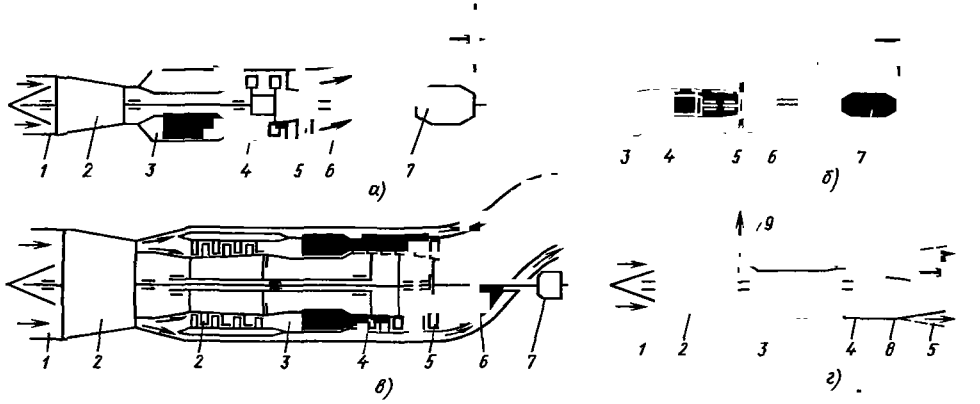


Рис. 6.10.
Схемы преобразования авиационных ВРД в судовые ГТД:
а – ТРД со свободной силовой турбиной вместо реактивного сопла; *б* – одновальный ТВД с использованием последних ступеней турбины для привода винта; *в* – двухкаскадный ТРДД с использованием последних ступеней турбины для привода винта; *г* – ТРД, используемый в качестве генератора сжатого воздуха: *1* – входное устройство; *2* – компрессор; *3* – камера сгорания: *4* – турбина компрессора; *5* – силовая турбина винта; *6* – диффузорный выпускной патрубок; *7* – редуктор; *8* – реактивное сопло; *9* – магистраль отбора сжатого воздуха

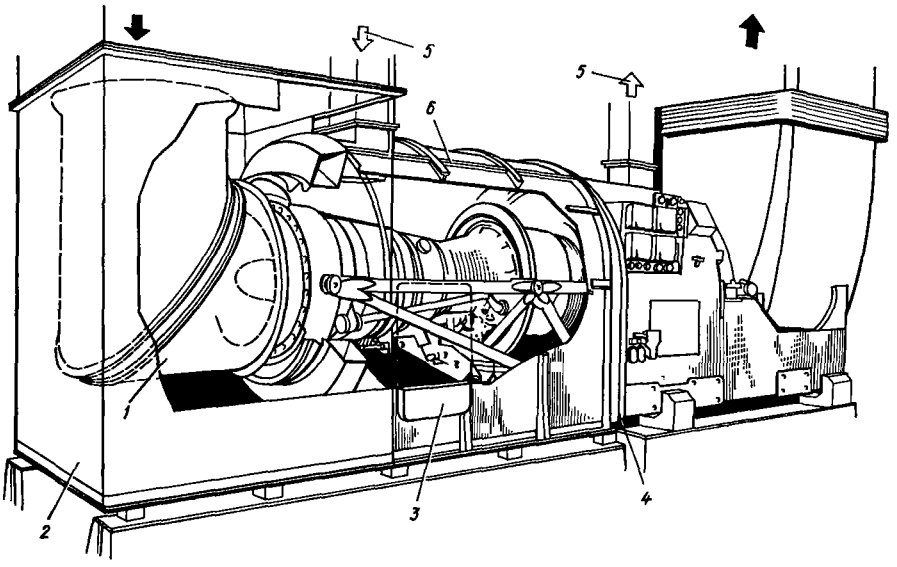


Рис. 6.11.
Компоновка судовой ГТУ на базе авиационного двигателя в кожухе:
1 – входной патрубок; *2* – кожух входного патрубка; *3* – вход в акустическую камеру турбокомпрессорного блока, ограниченную кожухом; *4* – гибкое сочленение между силовой турбиной и акустической камерой; *5* – патрубок подвода и отвода воздуха на вентиляцию акустической камеры; *6* – кожух акустической камеры

усиление подшипниковых узлов. Для снижения уровня шума и теплового излучения турбокомпрессорный блок двигателя иногда заключают в звуконепроницаемый кожух, состоящий из частей *2* и *6* (рис. 6.11). Кожух покрывают изнутри звукоизоляционным материалом и обеспечивают вентиляцию камеры между турбокомпрессорным блоком и кожухом, для чего через патрубки *5* подводится и отводится охлаждающий воздух. Кроме того, во входном воздушном канале и в выпускной системе двигателя устанавливают специальные шумоглушители, облицовывают стены машинного отделения звукопоглощающими материалами, звукоизолируют механизмы с помощью кожухов и перегородок и применяют амортизаторы, уменьшающие передачу вибраций на корпус судна.

Положительные качества преобразованных из авиационных ТРД, ТВД и ТРДД двигателей особенно ярко проявляются при установке их на судах на подводных крыльях и на воздушной подушке, даже при условии, что моторесурс этих двигателей вследствие изменения условий работы снижается до 1800–2500 ч вместо 3000–4000 ч при работе на самолетах.

Главную силовую установку (рис. 6.12) пассажирского судна на подводных крыльях «Буревестник» составляют два двигателя АИ-20А (*1*) мощностью по 2000 кВт, приводящие двухступенчатые водометные движители *7*. Применение водометного движителя позволило полностью сохранить конструкцию серийного ТВД, за исключением системы автоматического регулирования, которая была несколько изменена. Во время пуска двигателя воздушная заслонка *5* воздухозаборника открывается, и водомет вместе с водой забирает воздух, обеспечивая достаточно легкую раскрутку ротора. Двигатель АИ-20А был установлен также на судне на воздушной подушке «Сормович».

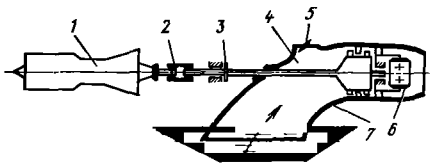


Рис. 6.12.
Схема главной силовой установки судна на подводных крыльях «Буревестник»:
1 – ТВД АИ-20А; *2* – муфта; *3* – осевой подшипник; *4* – воздухозаборник; *5* – воздушная заслонка; *6* – регулируемое сопло; *7* – водометный движитель

Преобразованные АГТД применяются для привода электрогенератора на передвижных электростанциях и в качестве силовых установок скоростных пассажирских поездов (турбопоездов). Сравнение турбопоездов и тепловозной тяги в пассажирском железнодорожном транспорте показало, что турбопоезда целесообразно применять при скоростях движения более 100–120 км/ч.

Космические исследования потребовали создания для первых ступеней ракет ЖРД и РДТТ с тягой в несколько сотен и тысяч килоньютонов и одновременно с этим различных тормозных, корректирующих ракетных двигателей и, наконец, микродвигателей.

6.2. Основные параметры и характеристики

Рабочие тела, процессы смесеобразования и горения топлива в камерах сгорания

Источники энергии и рабочие тела реактивных двигателей. Источником энергии в ВРД любого типа является топливо, химическая энергия которого преобразуется в тепловую в результате экзотермических реакций, происходящих при наличии окислителя – кислорода воздуха, проходящего через двигатель. Чем больше высота полета, тем плотность воздуха меньше, содержание кислорода в воздухе уменьшается и тяга ВРД падает, в связи с этим ВРД эффективен при полетах на высоте до 30–50 км.

В ВРД применяется топливо для реактивных двигателей. Теплотворная способность и плотность топлива оказывают непосредственное влияние на такие важные параметры летательного аппарата, как дальность полета, возрастающая пропорционально повышению теплоты сгорания $Q_н^р$. В ряде случаев оказывается целесообразным применять топлива с меньшей теплотой сгорания, которые требуют для сгорания меньше воздуха и поэтому дают более высокую температуру продуктов сгорания. Например, для сжигания бериллия требуется почти вдвое меньшее количество воздуха l_0, теоретически необходимого для полного сгорания 1 кг жидкого топлива (7,7 вместо 14,8 кг). Температура горения при этом увеличивается до 4200 К (вместо 2520 К). Такие топлива обеспечивают большую реактивную тягу, скорость полета и могут применяться для форсажных камер ТРД.

Из чистых элементов лишь водород, бериллий и бор имеют бóльшую теплоту сгорания, чем керосин. Водород является перспективным топливом для ВРД самолетов, имеющих большие скорости полета. Однако применение водорода затруднено вследствие высокой его летучести, взрывоопасности смеси с воздухом, трудности хранения (он имеет температуру ожижения примерно 20 К). Другим перспективным топливом является метан CH_4, имеющий несколько бóльшую теплоту сгорания и хладоресурс (в 3 раза), чем обычное топливо для реактивных двигателей.

В качестве топлив для ВРД рассматриваются также металлоорганические соединения бора с водородом. Недостатками бороводородных топлив являются высокая токсичность и химическая активность, а также легкая воспламеняемость на воздухе.

В камеру сгорания ЖРД подаются окислитель и топливо. Основными окис-

лительными элементами являются кислород, фтор, хлор и различные химические соединения на их основе. Основными горючими элементами ЖРД являются углерод, водород, металлы (алюминий, магний, бор, бериллий и др.), а также соединения этих элементов.

Процессы смесеобразования и горения топлива в камерах сгорания. В камерах сгорания ВРД протекают реакции горения топлива, в результате которых высвобождается термохимическая энергия, расходуемая на повышение энтальпии рабочего тела (смеси воздуха и продуктов сгорания топлива).

Основная и форсажная камеры характеризуются различными подогревами рабочего тела. В основных камерах сгорания подогрев относительно невелик и составляет 900–1000 К при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \approx 2{,}2 \div 2{,}6$, в форсажных – до 1500–1800 К при $\alpha \approx 1$.

Для сравнения различных камер сгорания при их конструировании часто используется понятие удельной объемной теплонапряженности [в Дж/(м^3 · Па · ч)]

$$Q_{vp} = Q_{к.с}/(V_m p_к^*) = \\ = m_т Q_н^р \eta_г 3600/(V_m p_к^*),$$

где $Q_{к.с}$ – теплота, выделившаяся в процессе сгорания в камере за 1 ч, Дж/ч; V_m – объем жаровой трубы камеры, м^3; $p_к^*$ – давление воздуха на входе в камеру, Па; $m_т$ – секундный расход топлива, кг/с; $\eta_г$ – коэффициент полноты сгорания.

Для основных камер ВРД $Q_{vp} = (1{,}2 \div 6{,}5) \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · Па · ч), для форсажных камер и камер ПВРД $Q_{vp} = (6{,}5 \div 11) \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · Па · ч). Теплонапряженность камер сгорания подъемных двигателей самолетов вертикального взлета и посадки в 1,5–2 раза выше, чем в маршевых ВРД.

К основным камерам сгорания ВРД предъявляются следующие требования.

1. Высокое значение полноты сгорания $\eta_г$ на всех режимах работы двигателя, что повышает надежность работы ВРД (топливо сгорает в камере и не попадает на лопатки турбины). Под коэффициентом полноты сгорания понимают отношение действительного приращения энтальпии газа к количеству теплоты, подведенному с топливом, т. е.

$$\eta_г = (i_т^* - i_к^*)/Q_{к.ст},$$

где $i_т^*$ и $i_к^*$ – энтальпия газов соответственно на выходе из камеры сгорания и на входе в нее; $Q_{к.ст} = m_т Q_н^р$ – теоретическое количество теплоты, которое может быть получено при полном сгорании поступающего в камеру топлива $m_т$ с теплотой сгорания $Q_н^р$.

У основных камер сгорания ВРД на расчетном режиме $\eta_г \approx 0{,}97 \div 0{,}98$. На нерасчетных режимах полнота сгорания заметно ухудшается. В форсажных камерах $\eta_г \approx 0{,}9 \div 0{,}95$ (бóльшие значения $\eta_г$ соответствуют большей длине камеры).

2. Малое гидравлическое сопротивление. Сопротивление камеры оценивается коэффициентом гидравлического сопротивления $\xi_{к.с} = 2(p_к^* - p_т^*)/(\rho w^2)$ (ρ и w – соответственно плотность и скорость воздуха на входе в камеру сгорания) либо коэффициентом восстановления полного давления $\sigma_{к.с} = p_т^*/p_к^* = (p_к^* - \Delta p_{к.с}^*)/p_к^* = 1 - \Delta p_{к.с}^*/p_к^*$. Здесь $p_к^*$ и $p_т^*$ – полное давление соответственно на входе и выходе из камеры. У основных камер сгорания $\sigma_{к.с}^* = 0{,}92 \div 0{,}97$, у форсажных $\sigma_{ф.к}^* = 0{,}88 \div 0{,}95$.

3. Камеры должны иметь малые длину и поперечное сечение, т. е. малые рабочий объем и массу. Объем камеры можно выбирать тем меньшим, чем больше ее теплонапряженность Q_{vp}.

4. Определенная форма поля температур рабочего тела при выходе из камеры сгорания в радиальном направлении в зависимости от напряжений в сопловых и рабочих лопатках первой ступени турбины и по возможности равномерное поле в окружном направлении.

5. Быстрое и безотказное воспламенение топлива в камере сгорания и протекание процесса сгорания без вибраций, срывов пламени при любых условиях эксплуатации.

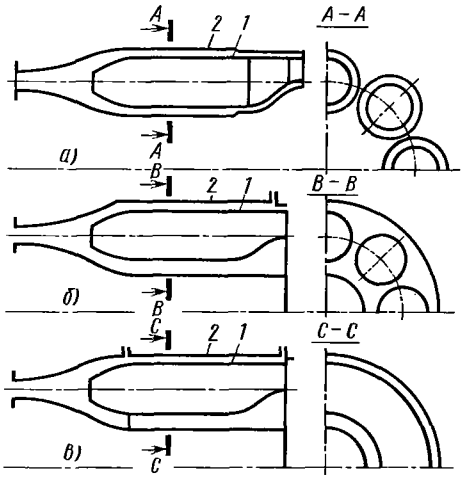


Рис. 6.13.
Типы основных камер сгорания ВРД:
а — индивидуальная или трубчатая; *б* — блочная или трубчато-кольцевая; *в* — кольцевая: *1* — жаровая труба; *2* — корпус

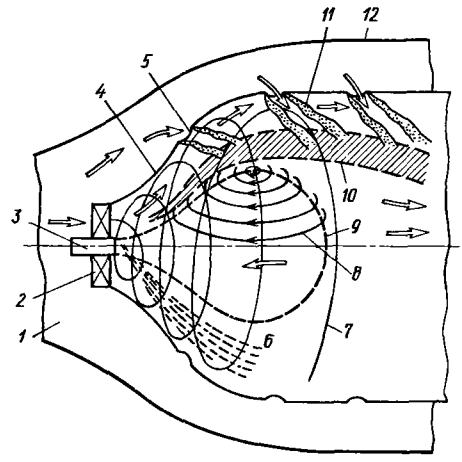


Рис. 6.14.
Схема процесса в основной камере сгорания ВРД:
1 — входной диффузор; *2* — фронтовое устройство: *3* — форсунка: *4* — жаровая труба; *5* — отверстия в жаровой трубе; *6* — конус распыла топлива: *7* — завихренный воздух; *8* — обратные токи; *9* — циркуляционная зона: *10* — зона горения: *11* — турбулентные следы; *12* — кожух

6. Камера должна работать без ремонта в определенный гарантированный период.

7. Минимальное количество токсичных компонентов в продуктах сгорания (окиси углерода, несгоревших углеводородов и окислов азота).

Противоречивость некоторых приведенных выше требований обусловливает необходимость проведения длительных испытаний. Для облегчения и ускорения доводки камер применяются методы математического моделирования процессов смесеобразования и горения в камерах.

Основные камеры сгорания ВРД размещаются обычно так, чтобы их внешний диаметр был равен наружному диаметру корпуса компрессора или турбины или несколько превышал его. Известные значения теплонапряженности, расхода и теплоты сгорания топлива, давления на входе в камеру сгорания дают возможность в первом приближении определить объем, а по нему — внутренний диаметр и длину камеры.

По компоновке камеры делят на три типа (рис. 6.13). Все основные камеры сгорания ВРД имеют во входной части диффузор *1* (рис. 6.14), в котором скорость воздуха снижается со 150—200 м/с на входе до 50—70 м/с. В диффузоре поток воздуха разделяется на две части. Меньшая часть (20—50 %) — первичный воздух — проходит внутрь жаровой трубы *4* через ее головную часть, называемую фронтовым устройством *2*, а также через систему отверстий *5* (перфорацию или щели) в передней части жаровой трубы *4*. Остальной воздух — вторичный — протекает между кожухом камеры *12* и жаровой трубой *4* и затем поступает в жаровую трубу через систему отверстий или щелей в ее стенках. Через форсунку *3* впрыскивается топливо, образующее конус распыла *6*, и сгорает в первичном воздухе. Фронтовое устройство создает циркуляционную зону *9* обратных токов *8*, обеспечивающую устойчивость горения и удерживающую факел пламени в камере.

На ее границе непрерывно поджигается подготовленная топливовоздушная смесь, создающая зону горения *10*. Для интенсификации процессов тепло- и массообмена применяется турбулизация потока с помощью завихрителей, устанавливаемых во фронтовом устройстве, центробежных топливных форсунок, а также путем подвода струй воздуха через отверстия в стенках жаровой трубы. Кроме того, часть топлива сгорает также в турбулентных «следах» *11*, образующихся при истечении воздуха из отверстий *5*.

За фронтовым устройством в зоне горения происходит эффективное сгорание смеси ($\alpha = 1{,}1 \div 2$). Втекание относительно холодного вторичного воздуха через последующие ряды отверстий обеспечивает снижение температуры продуктов сгорания до среднемассовой и формирует поле температур на выходе из камеры.

Для распыливания жидких углеводородных топлив в камерах сгорания ВРД в основном применяются центробежные форсунки. В центробежной форсунке (рис. 6.15, *а*) жидкость подается через тангенциальный входной канал *1*. На выходе из сопла *2* струя преобразуется в пленку конической формы, которая под действием центробежных сил распадается на капли размером до нескольких десятков микрометров.

В камерах сгорания ЖРД кроме центробежных применяют струйные форсунки. Струйная форсунка (рис. 6.15, *б*) подает компонент топлива в виде компактной струи, которая при характерных для ЖРД небольших перепадах давления распадается на капли крупных размеров. При этом угол распыла 2α у струйных форсунок небольшой и составляет $5-20°$, а дальнобойность достаточно велика. Поэтому с помощью таких форсунок сложно обеспечить хорошее смесеобразование, обеспечивающее полное сгорание топлива в минимальном объеме камеры сгорания.

К форсажным камерам ТРДФ, камерам второго контура ТРДДФ и камерам сгорания ПВРД предъявляются те же требования, что и к основным камерам сгорания ВРД. Основное отличие этих камер заключается в том, что коэффициент избытка воздуха в таких камерах близок к единице, вследствие чего объем камеры не делится на первичную и вторичную зоны. При большой скорости газа за турбиной стабилизировать пламя трудно, поэтому перед форсажной камерой ТРД предусматривают кольцевой диффузор *1* (рис. 6.16), в котором скорость уменьшается с 350–400 до 120–160 м/с. Для создания постоянного на форсажных режимах (дежурного) факела пламени в кони-

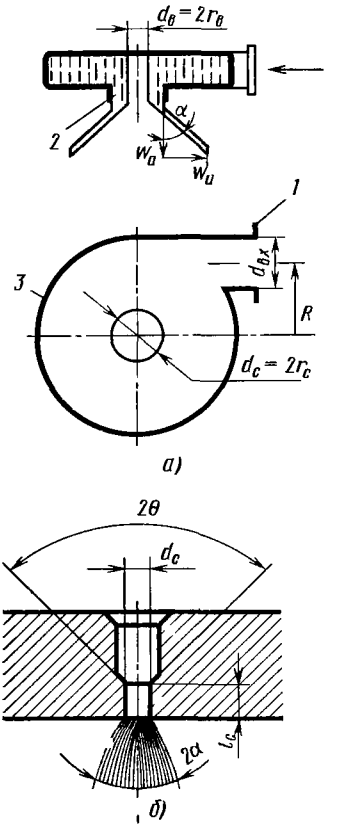


Рис. 6.15.
Схемы форсунок реактивных и ракетных двигателей:
а – центробежной; *б* – струйной; *1* – входной канал; *2* – сопло форсунки; *3* – корпус

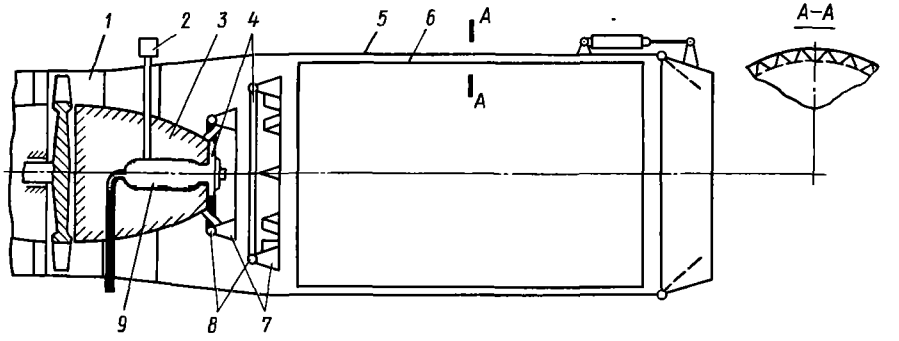
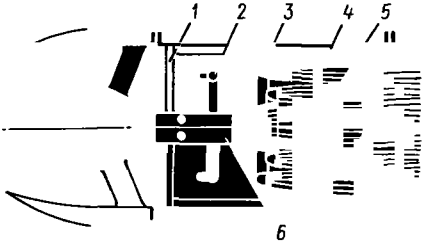


Рис. 6.16.
Схема форсажной камеры ТРД:
1 – кольцевой диффузор за турбиной; *2* – воспламенитель; *3* – конический обтекатель; *4* – топливные коллекторы; *5* – корпус камеры; *6* – экран; *7* – стабилизаторы пламени; *8* – форсунки; *9* – форкамера

ческом обтекателе *3* располагают форкамеру *9*. В нее подается либо воздух от компрессора и топливо, либо топливовоздушная смесь. Топливо или смесь поджигаются от воспламенителя *2*.

В камерах ПВРД топливо сгорает в чистом воздухе, а не в продуктах сгорания. Процессы смесеобразования и сгорания подбираются в зависимости от назначения двигателя. Так, для разгонного двигателя, работающего на режимах максимальной тяги, применяются одноконтурные камеры сгорания (рис. 6.17). При входе в камеру устанавливается спрямляющая решетка *1*. Топливные форсунки располагаются на одном, двух или нескольких коллекторах *2*. Объем камеры обычно не делится на зоны, а испарение капель и смешение воздуха с топливом происходят в потоке, движущемся со скоростью 80–100 м/с, на длине 300–400 мм. Вблизи стенок создается контур охлаждения *4* корпуса, в который поступает часть воздуха, постепенно вытекающего через щели экрана в объем камеры. Форкамера *6* создает постоянно действующий факел пламени. Стабилизация пламени осуществляется с помощью кольцевых или радиальных плохообтекаемых тел V-образного сечения – стабилизаторов пламени *3*. Зоны горения смеси за стабилизаторами смыкаются и образуют общую зону горения *5*.

Рис. 6.17.
Схема камеры сгорания ПВРД



Параметры, характеризующие эффективность и экономичность работы реактивного двигателя

Важным параметром любого ТРДД является степень двухконтурности $y = m_{вн}/m_{вв}$, определяемая отношением расхода воздуха $m_{вн}$ во внешнем контуре к расходу воздуха $m_{вв}$ во внутреннем контуре. В зависимости от

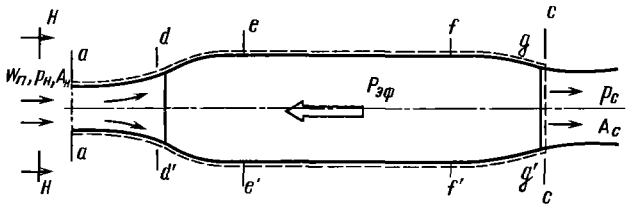


Рис. 6.18.
Контрольный контур для определения тяги реактивного двигателя

назначения двигателя y меняется в широких пределах: $y = 0{,}4 \div 8$. Значение y влияет на удельные параметры двигателя, его характеристики и конструкцию. Так как в ТРД $m_{вн} = 0$ и $y = 0$, этот тип двигателя является частным случаем ТРДД.

Качество реактивного двигателя оценивается при помощи ряда параметров, характеризующих эффективность и экономичность его работы как тепловой машины и движителя. Реактивная тяга ГТД – основной его параметр.

Эффективная тяга

$$P_{эф} = P_{вн} + P_{нар}. \qquad (6.1)$$

Пусть реактивный двигатель прямой реакции заключен в отдельную гондолу (или корпус). В этом случае режимы работы двигателя не влияют на обтекание летательного аппарата. Двигатель, тягу которого необходимо определить, вместе с гондолой следует мысленно заключить в контрольный контур. На рис. 6.18 контур ограничен наружной поверхностью струи, проходящей через двигатель, и двумя сечениями: $н-н$ и $с-с$. Сечение $н-н$ выбрано в невозмущенном участке потока, а сечение $с-с$ – на срезе реактивного сопла, в котором параметры потока принимаются постоянными. Двигатель принимается неподвижным, а воздух движется относительно него со скоростью полета $w_п$. Весь поток воздуха в рассматриваемом случае разделяется на внутренний, проходящий через двигатель, и наружный, обтекающий его снаружи. Поэтому задача сводится к определению значений $P_{вн}$ и $P_{нар}$ через параметры на границах контрольного объема.

Значение $P_{вн}$ определяется суммой сил давления и трения, действующих на все элементы двигателя, расположенные внутри гондолы. В соответствии с теоремой Эйлера (изменение количества движения секундной массы газа в данном направлении равно сумме проекций всех внешних сил, приложенных в выделенной массе, на это направление)

$$m_г w_с - m_в w_п = (p_н A_н - p_с A_с) + \int_a^d p\,dA + P_{вн}, \qquad (6.2)$$

где $m_г$ и $m_в$ – секундный массовый расход соответственно газа и воздуха (на входе в двигатель и выходе из него); $w_с$ – осредненная скорость рабочего тела в сечении $с-с$; $p_н A_н - p_с A_с$ – равнодействующая сил давления воздуха и газа, приложенных к плоскостям $а-а$ и $с-с$ контрольного контура; $\int_a^d p\,dA$ – проекция на ось двигателя силы, дей-

Эффективная тяга – результирующая газодинамических сил давления и трения, приложенных к внутренней ($P_{вн}$) и наружной ($P_{нар}$) поверхностям двигателя с учетом внешнего сопротивления.

ствующей со стороны наружного потока на контрольный объем на участке *ad*.

В уравнении (6.2) для выбранного контрольного объема знаки сил приняты так, что при действии силы против направления потока ее знак положителен, а при действии против направления движения – отрицателен.

Из уравнения (6.2)

$$P_{вн} = (m_г w_с - m_в w_п) + \\ + (p_с A_с - p_н A_н) - \int_a^d p\,dA. \qquad (6.3)$$

Значение $P_{нар}$ определяется суммой сил давления и трения на наружной поверхности *defg* контура. При этих условиях

$$P_{нар} = -\int_d^g p\,dA - X_{тр}, \qquad (6.4)$$

где dA – площадь проекции элемента поверхности на плоскость, перпендикулярную направлению полета; $X_{тр}$ – сила трения наружного потока о поверхность двигателя.

С учетом выражений (6.2) и (6.3) сумма (6.1) получит вид

$$P_{эф} = (m_г w_с - m_в w_п) + (p_с A_с - p_н A_н) - \\ - \int_a^d p\,dA - \int_d^g p\,dA - X_{тр}. \qquad (6.5)$$

Интеграл силы наружного атмосферного давления по всей поверхности контрольного объема тождественно равен нулю:

$$\oint p_н\,dA = p_н A_н + \int_a^d p_н\,dA + \\ + \int_d^g p_н\,dA - p_н A_с \equiv 0,$$

поэтому дополнение этим выражением правой части формулы (6.5) значения $P_{эф}$ не изменит. В связи с этим

$$P_{эф} = (m_г w_с - m_в w_п) + (p_с - p_н) A_с - \\ - \int_a^d (p - p_н)\,dA - \int_d^g (p - p_н)\,dA - X_{тр}. \qquad (6.6)$$

Сумма первых двух слагаемых правой части не зависит от внешнего сопротивления и является реактивной тягой, определенной по внутренним параметрам:

$$P = (m_г w_с - m_в w_п) + (p_с - p_н) A_с, \qquad (6.7)$$

причем $P \neq P_{вн}$, определяемой по формуле (6.3).

Интеграл $\int_a^d (p - p_н)\,dA = X_д$ представляет собой дополнительное сопротивление входного устройства, а интеграл $\int_d^g (p - p_н)\,dA = X_{рг}$ – сопротивление сил давления, действующих на гондолу двигателя. Тогда сумма сил $X_д + X_{рг} + X_{тр}$ определяет внешнее сопротивление двигателя. С учетом изложенного выражение (6.6) эффективной тяги принимает вид

$$P_{эф} = P - X_д - X_{рг} - X_{тр} = P - X_{г.д}, \qquad (6.8)$$

где $X_{г.д}$ – сила лобового сопротивления гондолы двигателя.

Таким образом, эффективная тяга двигателя равна внутренней тяге двигателя за вычетом силы суммарного лобового сопротивления гондолы, в которую заключен двигатель.

Так как входное и выходное устройства практически не влияют друг на друга как при дозвуковых, так и при сверхзвуковых скоростях полета, их сопротивления можно рассматривать каждое отдельно. Общее сопротивление установки в этом случае делится на сопротивления входного ($X_{вх}$) и кормового ($X_к$) устройств. Тогда

$$P_{эф} = P - X_{вх} - X_к. \qquad (6.9)$$

Если двигатель располагается не в гондоле, а в фюзеляже или в основании крыла, то суммарное лобовое сопротивление установки относят к самолету. Тяга в этом случае рассчитывается по формуле (6.7). Для выявления зависимости тяги от параметров рабочего процесса, высоты и скорости

полета можно использовать более простую формулу

$$P \approx m_в(w_с - w_п), \qquad (6.10)$$

полученную из формулы (6.7) в предположении равенства $m_ь \approx m_т$, которое соблюдается в ВРД без форсажной камеры с точностью до 3–3,5%, а в двигателях с форсажной камерой – до 5–6%. Кроме того, при выводе формулы (6.10) предполагается, что $p_с = p_н$. При сверхзвуковом перепаде давлений в сопле это условие выполняется при соплах типа сопла Лаваля в случае полного расширения рабочего тела до атмосферного давления.

В ракетных двигателях расход воздуха через двигатель равен нулю, и вся масса газов, вытекающих из сопла, образуется только за счет сгорания топлива. В этом случае в уравнении (6.7) следует учесть, что $m_в = 0$; $m_г = m_в + m_т$ ($m_т$ – расход топлива). Тогда реактивная тяга ракетного двигателя

$$P = m_т w_с + (p_с - p_н) A_с. \qquad (6.11)$$

На рис. 6.19 показаны зависимости реактивной тяги двигателя от безразмерной площади сопла $\bar{A}_с$ и давления $p_с$ на срезе сопла при постоянном давлении $p_{кам}$ в камере сгорания. Наибольшее значение тяги достигается на расчетном режиме работы сопла, т. е. когда геометрия сопла обеспечивает $p_с = p_н$.

Удельная тяга ВРД $P_{уд} = P/m_в$. В ТРДД общий расход воздуха через двигатель определяется суммой $m_{вн} + m_{вв}$, поэтому $P_{уд} = P/(m_{вн} + m_{вв})$. У двигателей непрямой реакции (например, ТВД) удельная тяга не характеризует работу двигателя, поэтому для них используют понятие эквивалентной мощности $N_э$. Мощность $N_э$ определяется суммой мощности винта и реактивной струи ($N_{рс}$) ТВД: $N_э = N_в + N_{рс}$. Если двигатель развивает реактивную тягу P, то при скорости полета летательного аппарата

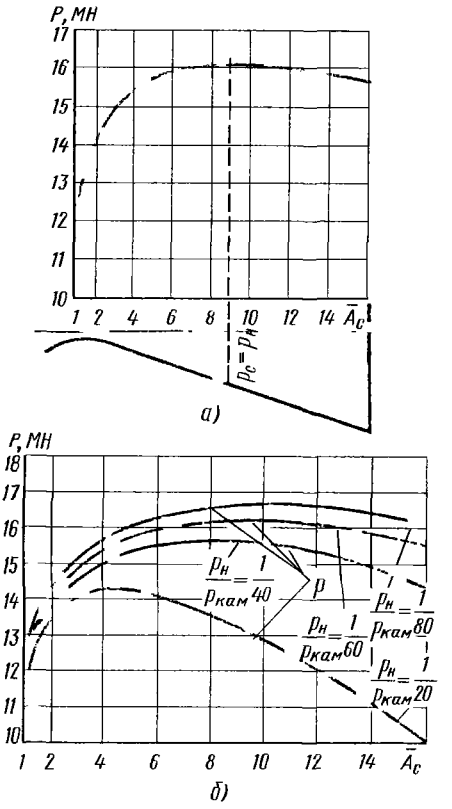


Рис. 6.19.
Зависимость реактивной тяги двигателя от безразмерной площади $\bar{A}_с$ сопла, давления $p_н$ на срезе сопла и давления $p_{кам}$ в камере сгорания:
а – при $p_{кам} = \text{const}$; *б* – при $p_н = \text{const}$

$w_п$ (в м/с) мощностью (в кВт) реактивной струи $N_{рс} = Pw_п/1000$.

Параметром, аналогичным удельной тяге, для ТВД служит удельная мощность (в Вт·с/кг) $N_{уд} = N_e/m_в = (N_в + N_{рс}/\eta_в)/m_в$, т. е. мощность двигателя, приходящаяся на 1 кг воздуха, проходящего через двигатель в единицу времени.

Общая тяговая мощность ТВД в полете

$$N_P = P_\Sigma w_п = N_в \eta_в + P w_п = N_e \eta_в,$$

Удельная тяга – отношение реактивной тяги ГТД к секундному расходу воздуха.

где $P_\Sigma = P_в + P$ – общая тяга ТВД, состоящая из тяги винта $P_в$ и реактивной тяги P, вычисляемой так же, как тяга ВРД прямой реакции, по формулам (6.7), (6.10); тяга винта $P_в$ связана с мощностью, передаваемой двигателем на винт, через КПД $\eta_в$ винта так, что $P_в w_п = N_в \eta_в$ (N_e – общая мощность ТВД, учитывающая тяговую мощность реактивной струи, причем $N_e = N_в + P w_п/\eta_в$). Мощность ТВД изменяется от 150–250 кВт до 12 МВт и более.

Лобовая тяга $P_F = P/A_{mid}$ в настоящее время у ТРД с осевыми компрессорами достигает 120 кН/м^2.

Удельный расход топлива в двигателе [в кг/(Н·с)] $g_{уд} = m_т/P = \varkappa_т/P_{уд}$ или [в кг/(Н·ч)] $g_{уд} = 3600\varkappa_т/P_{уд}$ ($\varkappa_т = m_т/m_в$ – отношение секундных расходов топлива и воздуха в двигателе) определяется отношением секундного или часового массового расхода топлива к реактивной тяге, развиваемой двигателем. В настоящее время удельный расход ТРД $g_{уд} = 0{,}8 \div 0{,}9$ кг/(даН·ч) для условий у Земли, ТРДД имеют $g_{уд} = 0{,}35 \div 0{,}4$ кг/(даН·ч).

Удельный импульс топлива $J_{уд} = P/m_т = P_{уд}/\varkappa_т = 1/g_{уд}$ характеризуется значением реактивной тяги P двигателя, которая создается при сжигании 1 кг топлива в 1 с. Таким образом, значение удельного импульса обратно значению удельного расхода топлива.

Удельная масса двигателя $\gamma = m_{дв}/P$ определяется отношением массы $m_{дв}$ двигателя (без воздухозаборника, топлива, масла и самолетных агрегатов) к его номинальной реактивной тяге P.

В ВРД прямой реакции эффективная работа цикла определяется разностью кинетических энергий газа на выходе из двигателя и на входе в него:

$$l_e = 0{,}5(w_с^2 - w_п^2) \qquad (6.12)$$

Эффективный КПД реактивного двигателя

$$\eta_e = l_e/q_1, \qquad (6.13)$$

где q_1 – подведенная в цикле теплота.

Тяговым (полетным) КПД реактивного двигателя называется отношение полезной (тяговой) работы, совершаемой двигателем, к располагаемой кинетической энергии, под которой понимают увеличение кинетической энергии газового *потока на выходе из сопла по сравнению* с кинетической энергией входящего в двигатель воздуха:

$$\eta_р = 2P_{уд}w_п/(w_с^2 - w_п^2). \qquad (6.14)$$

Тяговый КПД показывает, какая часть располагаемой кинетической энергии переходит в полезную тяговую работу; он учитывает потери кинетической энергии с продуктами сгорания, выходящими из двигателя.

Если $P_{уд} = P/m_в = w_с - w_п$ и выражение (6.10) учесть в формуле удельной тяги, то из (6.14) можно получить упрощенное выражение тягового КПД, выведенное Б. С. Стечкиным:

$$\eta_P = 2/(1 + w_с/w_п). \qquad (6.15)$$

Таким образом, η_P зависит только от отношения скорости истечения газов к скорости полета. Чем больше это отношение, тем меньше тяговый КПД.

Лобовая тяга – это отношение тяги двигателя к его лобовой площади.

Эффективный КПД реактивного двигателя – отношение теплоты, эквивалентной работе двигателя, к теплоте, введенной в двигатель с топливом.

Полный КПД реактивного двигателя

$$\eta_{\text{п}} = P_{\text{уд}} w_{\text{п}} / q_1. \qquad (6.16)$$

Из уравнений (6.12), (6.14) и (6.16) следует, что

$$\eta_{\text{п}} = \eta_e \eta_P. \qquad (6.17)$$

Тяговый КПД, как следует из формулы (6.15), непрерывно увеличивается по мере роста скорости полета $w_{\text{п}}$. Эффективный КПД при этом также возрастает в связи с увеличением общей степени повышения давления в двигателе вследствие динамического сжатия. Следовательно, полный КПД непрерывно увеличивается с ростом $w_{\text{п}}$.

По значениям $\eta_{\text{п}}$ оценивают экономичность работы двигателей.

Полный (общий) КПД реактивного двигателя – отношение полезной тяговой работы двигателя к располагаемой энергии топлива.

7. ПЛАЗМЕННЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

7.1. Основы термоядерной энергетики

Применение плазмы в энергетических установках

Плазма – это уникальное рабочее тело качественно новой энергетической техники. Она может быть и низкотемпературной (до 10^5 К), и высокотемпературной (более 10^6 К). Низкотемпературная плазма используется в магнитогидродинамических (МГД) генераторах и термоэлектронных преобразователях (ТЭП), а высокотемпературная плазма – в термоядерных энергетических установках. Плазма применяется также в лазерах в качестве активной среды (например, в газоразрядных лазерах) или источника возбуждения лазерной активной среды (электронная накачка).

Рассмотрим основные принципы работы и создания термоядерных энергетических установок и МГД-генераторов и установок.

Условия осуществления термоядерной реакции

Известно, что масса любого ядра (за исключением водорода) меньше суммы масс составляющих его протонов и нейтронов. Их разность называют дефектом массы. Дефект массы на нуклон (протон или нейтрон) равен отношению дефекта массы ядра на его массовое число. Максимальное значение дефекта массы на нуклон приходится на массовые числа, примерно равные 60. Увеличить дефект массы на нуклон, а следовательно, исходя из закона эквивалентности массы и энергии, повысить энергетический выход можно либо делением тяжелых ядер, либо синтезом (слиянием) легких ядер. Реакции деления являются основой атомной (ядерной) энергетики, а реакции синтеза – основой термоядерной энергетики.

Большие возможности открываются в связи с освоением термоядерной энергии и созданием принципиально новых установок термоядерных реакторов, обеспечивающих управляемый термоядерный синтез. Остановимся на основах термоядерного синтеза и условиях его осуществления. В химических реакциях, как известно, участвуют только внешние оболочки атомов и молекул, тогда как ядра остаются неизменными. Так, реакция сгорания дейтерия (тяжелый изотоп водорода) в кислороде, сопровождаемая выделением теплоты Q, имеет вид

$$D_2 + O \rightarrow D_2O + Q,$$

где $Q \approx 350$ кДж/кг.

Термоядерные реакции синтеза дейтерия и трития, представляющие наибольший интерес для термоядерной энергетики, имеют вид

$$D + D \leftrightarrows \left.\begin{matrix} {}^3He + n + 3{,}3\ МэВ; \\ T + p + 4\ МэВ; \end{matrix}\right\} \qquad (7.1)$$

$$D + T \rightarrow {}^4He + n + 17{,}6\ МэВ, \qquad (7.2)$$

где T – тритий (сверхтяжелый изотоп водорода); ^{3}He и ^{4}He – изотопы гелия; n – нейтрон; p – протон.

Энергия, выделяемая при этих реакциях, более чем в 10^6 раз превышает

Плазма – частично или полностью ионизованный газ, в котором плотности положительных и отрицательных зарядов практически одинаковы.

Термоядерные реакции – ядерные реакции между легкими атомными ядрами, протекающие при очень высоких температурах (примерно 10^8 К и выше).

теплоту сгорания одного атома бензина. В обычных условиях реакции (7.1) и (7.2) не происходят, так как энергия активизации E_A, необходимая для преодоления кулоновского энергетического барьера, очень велика:

$$E_A = e_1 e_2/(\varepsilon\varepsilon_0 r) \approx (0{,}01 - 0{,}1)\ \text{МэВ} \approx 1{,}6\,(10^{-15} - 10^{-14})\ \text{Дж}, \quad (7.3)$$

где e_1 и e_2 – электрические заряды сталкивающихся ядер; $r \approx 10^{-15} \div 10^{-16}$ м – расстояние между ядрами.

Ядра могут преодолеть электростатический барьер, обусловленный взаимным отталкиванием ядер, только за счет кинетической энергии, и поэтому температура, при которой могут протекать термоядерные реакции синтеза, очень высока и составляет примерно $10^8 - 10^9$ К. При такой температуре любое вещество находится в полностью ионизованном плазменном состоянии и состоит из ядер и свободных электронов. Реакция (7.2) энергетически более выгодна, так как протекает при температуре, примерно равной $4 \cdot 10^7$ К, тогда как для осуществления реакции (7.1) необходима температура около $3 \cdot 10^8$ К.

Чтобы скорость выделения энергии соответствовала скорости выделения энергии при химических реакциях, необходимо использовать дейтерий и тритий плотностью примерно в 10^6 раз меньше плотности бензина. Однако реальное осуществление реакций (7.1) и (7.2) является исключительно сложной задачей. Термоядерная реакция оказывается энергетически выгодной, если

$$\eta E_{\text{вых}} > E_{\text{вх}}, \quad (7.4)$$

где η – коэффициент преобразования внутренней энергии в электрическую; $E_{\text{вых}}$ – энергия, выделяющаяся в процессе термоядерной реакции; $E_{\text{вх}}$ – энергия, затрачиваемая на осуществление реакции, т. е. на нагрев рабочего вещества до необходимой температуры и на компенсацию потерь на излучение.

Рассмотрим реакцию (7.2). В процессе этой реакции в единице объема выделяется энергия

$$E_{\text{вых}} = 17{,}6\ K_p n_д n_т t_{\text{вр}}; \quad (7.5)$$

энергия, затрачиваемая на осуществление этой реакции,

$$E_{\text{вх}} = 3kT(n_д + n_т) + E_и t_{\text{вр}}, \quad (7.6)$$

где K_p – константа равновесия реакции; $n_д$ и $n_т$ – число ядер дейтерия и трития в 1 см^3, т. е. концентрация частиц; $t_{\text{вр}}$ – время реакции; k – постоянная Больцмана; T – температура реакции; $E_и$ – потери энергии с излучением из единицы объема плазмы в единицу времени.

При температуре $T > 10^6$ К основным видом излучения является тормозное излучение, интенсивность которого

$$E_и = 1{,}5 \cdot 10^{-40} Z^2 n_i n_e \sqrt{T_e}, \quad (7.7)$$

где Z – зарядовое число; n_i и n_e – концентрация соответственно ионов (ядер) и электронов; T_e – температура электронов.

Следует отметить, что потери на излучение достаточно велики, и лишь при температуре $T = 3{,}2 \cdot 10^8$ К и выше для реакции (7.1) и при $T = 4 \cdot 10^7$ К и выше для реакции (7.2) энергетический выход превышает радиационные потери за счет тормозного излучения. Эту температуру принято называть пороговой. В реальных условиях температура должна быть, конечно, больше пороговой. Если принять для реакции (7.2) рабочую температуру $T = 10^8$ К, то из выражения (7.4) с учетом уравнений (7.5)–(7.7) можно получить условие осуществления этой реакции в виде неравенства

$$nt_{\text{вр}} > 10^{20}\ с/м^3, \quad (7.8)$$

где $n = n_д + n_т$ – полное число ядер.

Для реакции (7.1) при рабочей температуре $T = 10^9$ К

$$nt_{\text{вр}} > 10^{22}\ с/м^3. \quad (7.9)$$

Условия (7.8) и (7.9) называются условиями (или критериями) Лоусона.

Таким образом, для осуществления термоядерной реакции с положительным выходом энергии необходимо нагреть плазму определенной концентра-

ции до температуры, примерно равной $10^8 - 10^9$ К, и поддерживать ее в течение времени $t_{вр}$ с обязательным выполнением условия Лоусона. Нагрев плазмы до температуры термоядерных реакций и ее удержание являются сложнейшей научно-технической задачей.

Основным, наиболее разработанным способом нагрева плазмы до необходимой температуры, является омический метод, т. е. метод нагрева плазмы протекающим через нее током. Однако с ростом температуры плазмы ее электрическая проводимость растет пропорционально $T^{3/2}$, и поэтому омический метод имеет ограничение по температуре, которая не может быть выше $(1-2)\cdot 10^7$ К.

Это приводит к необходимости применения дополнительных (к омическому) методов нагрева плазмы. В настоящее время наиболее перспективными из них считаются инжекционный, высокочастотный, лазерный, турбулентный, адиабатный и др. Инжекционный метод основан на дополнительной инжекции быстрых нейтральных атомов дейтерия и трития в плазму. Источники быстрых нейтральных частиц называются инжекторами. Нейтральные атомы спокойно проходят через магнитное поле в уже нагретую омическим способом плазму и ионизуются. Образовавшиеся ионы удерживаются магнитным полем и, соударяясь с другими частицами, передают им часть энергии и тем самым дополнительно нагревают плазму. Опыты по инжекционному нагреву в различных установках показывают, что температура ионов плазмы T_i увеличивается почти линейно с ростом мощности инжекторов: $1-2$ эВ на 1 кВт мощности. Питание систем инжекции и их управление являются сложными задачами при большом числе инжекторов (мощность одного инжектора около $1-5$ МВт).

Однако основная трудность на пути осуществления термоядерных реакций заключена в неустойчивости плазмы. При прохождении электрического тока через высокотемпературную плазму она стягивается в шнур, разрывается на отдельные сгустки, скручивается в спираль, аномально быстро дрейфует поперек магнитного поля, раскачивается различными волновыми процессами и т. д. В плазме возникает совместное движение ионов и электронов (макроскопическая или магнитогидродинамическая неустойчивость) и относительное движение отдельных групп ионов и электронов, приводящее к появлению сильных локализованных электрических полей (микроскопическая или кинетическая неустойчивость).

Системы удержания плазмы должны обеспечить устойчивое равновесие плазменного образования в течение времени $t_{вр}$, необходимого для выполнения условия Лоусона. По времени $t_{вр}$ термоядерные энергетические установки делят на квазистационарные и импульсные. В квазистационарных установках плазма удерживается магнитными полями. При этом давление $p_м$, создаваемое магнитным полем, должно быть больше кинетического давления p_t плазмы, т. е.

$$p_м = 0.5\, B^2/\mu_0 > kT(n_д + n_т),$$

где B – индукция удерживающего магнитного поля.

Для установок этого типа значения концентрации частиц $n \approx 10^{20} \div 10^{22}$ м$^{-3}$, а время удержания $t \approx 10 \div 0{,}1$ с.

В импульсных термоядерных установках используется инерционный метод удержания плазмы, суть которого состоит в нагреве и сжатии небольших шариков термоядерного топлива (смесь дейтерия и трития) мощным лазерным излучением или мощными релятивистскими электронными пучками (РЭП) до таких значений температуры и плотности, при которых термоядерные реакции успевают завершиться за короткое время существования свободной ничем не удерживаемой плазмы. Для установок такого типа концентрация частиц $n \approx$ $\approx 10^{25} \div 10^{31}$ м$^{-3}$, а время удержания $t \approx 10^{-11} \div 10^{-5}$ с.

Эффективность систем с магнитным удержанием плазмы характеризуется отношением кинетического давления

плазмы к давлению удерживающего магнитного поля:

$$\beta = p_т/p_м = kT(n_д + n_т)/[0{,}5\ B^2/\mu_0].$$

При $\beta = 1$, когда магнитное поле не проникает в плазму, индукция магнитного поля имеет минимальное значение β_{min}. При термоядерных параметрах плазмы обычно $B_{min} \approx 1$ Тл. В реальных случаях

$$\beta < 1 \text{ и } B \approx (5 \div 6)\, B_{min}.$$

Эффективность систем с инерционным удержанием плазмы определяется концентрацией частиц плазмы, получаемой в процессе термоядерного синтеза, так как энергия, выделяющаяся при термоядерной реакции, пропорциональна n^2.

7.2. Термоядерные энергетические установки

Установка с реактором-токамаком

Токамак. Рассмотрим систему токамак по исследованию управляемого термоядерного синтеза (рис. 7.1), принцип работы которой аналогичен принципу работы трансформатора. Действительно, первичная обмотка *1* сердечника *2* питается от источника переменного тока, а вторичная обмотка – замкнутая тороидальная камера *4* – заполнена плазмой (смесью дейтерия и трития).

При протекании через первичную обмотку переменного тока во вторичной обмотке индуцируется продольный тороидальный ток I, который нагревает рабочую смесь дейтерия и трития до плазменного состояния и индуцирует полоидальное магнитное поле B_φ, которое на поверхности плазмы определяется выражением

$$B_\varphi = 0{,}5\mu_0 I/d,$$

где d – радиус тора.

С помощью внешней магнитной катушки, навитой на тор, создается сильное продольное магнитное поле B. Совместное действие полоидального B_φ и продольного B магнитных полей стабилизирует и удерживает плазменный шнур *3*, препятствуя развитию в плазме различных неустойчивостей.

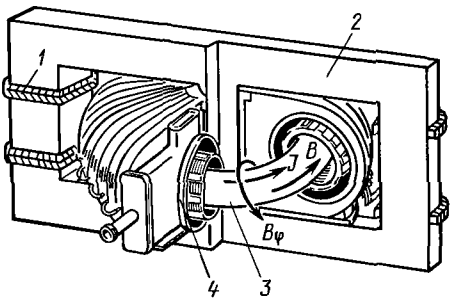


Рис. 7.1.
Принципиальная схема токамака

Поперечное сечение реактора-токамака показано на рис. 7.2. Термоядерные нейтроны уносят более 80% энергии, выделяющейся в реакции. Они проходят через внутреннюю стенку *2* вакуумной камеры и поглощаются во внешнем бланкете *4*. Стенку *2*, ограничивающую вакуумную полость токамака, принято называть первой стенкой, так как она первой воспринимает тепловой и радиационный потоки от плазмы. Размеры токамака и ресурс его работы во многом определяются материалом и размером первой стенки. В качестве материала для ее изготовления используют легированные стали, ниобий либо молибден, которые выдерживают тепловые потоки до $(1 \div 5) \cdot 10^6$ Вт/м^2. При большей плотности теплового потока ресурс первой стенки оказывается недостаточным. Однако расширение вакуумной камеры с целью уменьшения плотности потока связано с увеличением размеров реактора и, следовательно, с большими затратами на его изготовление. Поэтому для защиты первой стенки используется вдув холодного газа между плазмой и стенкой и литиевая защита.

Токамак – тороидальная камера с магнитной катушкой.

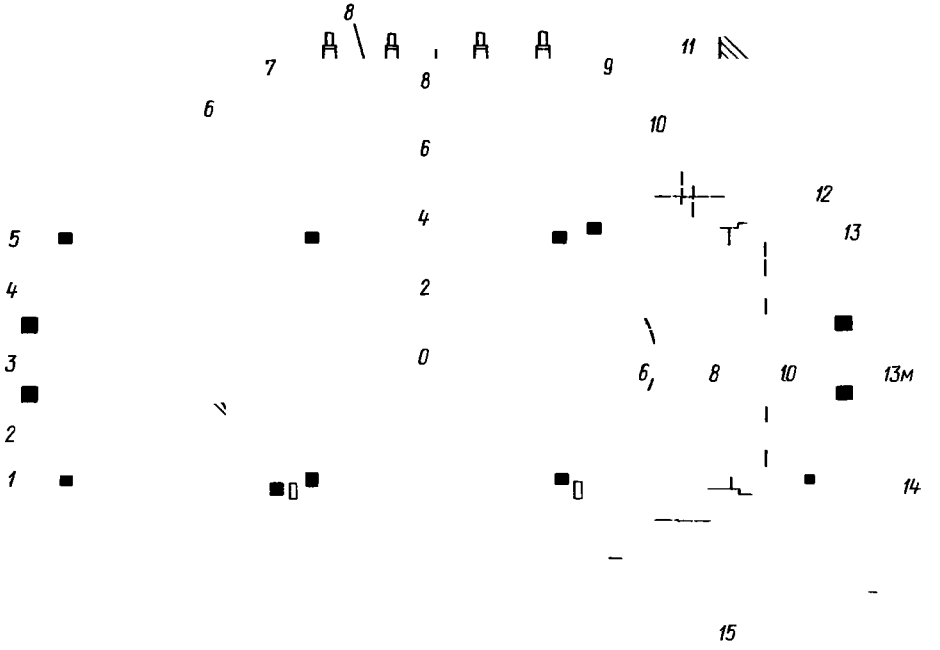


Рис. 7.2.
Поперечное сечение редуктора-токамака:
1 – катушка тороидального поля; *2* – внутренняя стенка; *3* – защитная оболочка; *4* – внешний бланкет; *5* – катушка; *6* и *12* – катушки полоидального поля; *7* – опорная колонна; *8* – изоляция; *9* – катушка индуктора; *10* – защита от вихревых токов; *11* – источник ВЧ-питания; *13* – ввод СВЧ; *14* – плазма; *15* – опора

Обязательной важной частью любой термоядерной установки является бланкет, который служит для преобразования кинетической энергии нейтронов в тепловую энергию материала бланкета и для воспроизводства трития. Бланкет заполняется литийсодержащими материалами (жидким литием, окисью лития Li_2O, карбидом лития Li_2C_2, алюминатом лития LiAl, гомогенной смесью расплавленных солей $BeF_2 + 2LiF$ (Li_2BeF_4) и др.). Камеру бланкета обычно выполняют из ниобия, который выдерживает температуру до 1300 К и через который хорошо диффундирует тритий.

Для создания магнитных полей в термоядерном реакторе требуется значительное количество энергии. Например, для питания установки «Токамак-10» (СССР) расходуется до 180 МВт электроэнергии, а для установки JET – до $7 \cdot 10^9$ Дж за один импульс. Поэтому для создания магнитных полей необходимы сверхпроводящие электромагниты. Первая установка токамак со сверхпроводящей обмоткой («Токамак-7»), созданная в нашей стране, имеет токонесущие провода из сплава ниобия и титана (NbTi). Жидкий гелий циркулирует в ней при температуре, примерно равной 4,5 К.

Для этих целей можно применять сплав ниобия и олова Nb_3Sn, так как он обладает более высокими критическими характеристиками. Сверхпроводящая об-

мотка помещается в криостат, охлаждаемый жидким азотом. Такое усложнение конструкции необходимо, так как вблизи сверхпроводника находится плазма с температурой в десятки миллионов градусов.

Максимальное значение критерия Лоусона $nt = 4 \cdot 10^{19}$ с/м^3 в настоящее время достигнуто на токамаке FT (Италия), имеющем сильное магнитное поле ($B = 8$ Тл). Для достижения больших значений nt приходится увеличивать размеры токамака и значения продольного магнитного поля.

В настоящее время большие токамаки (табл. 7.1) будут по существу лишь демонстрационными, рассчитанными на получение термоядерной реакции с энергией выхода, близкой к энергии, вложенной в плазму. Потребляемая токамаком энергия на нагрев плазмы, создание и поддержание магнитного поля, как видно из табл. 7.1, достаточно велика, в связи с чем минимальная мощность промышленного реактора-токамака должна быть не менее 2000 МВт.

Энергетический баланс термоядерной установки с реактором токамаком. Для составления энергетического баланса термоядерной установки с реактором-токамаком удобно воспользоваться ее функциональной схемой (рис. 7.3).

Полезная электрическая мощность,

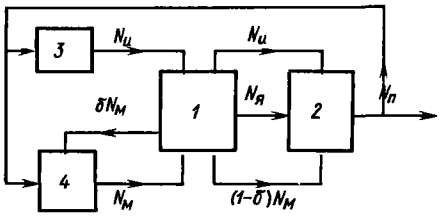


Рис. 7.3.
Схема энергетических потоков в термоядерной установке:
1 – термоядерный реактор; *2* – тепловой преобразователь; *3* – система инжекции; *4* – магнитная система

усредненная за цикл,

$$N_п = [N_я + N_и + N_м(1 - \delta)]\,\eta_т - N_и/\eta_и - N_м(1/\eta_м - \delta),$$

где $N_я$, $N_и$ и $N_м$ – мощность соответственно термоядерного реактора, инжектора и системы создания магнитного поля; δ – доля мощности $N_м$, возвращаемая индуктивным способом в систему создания магнитного поля во время выключения (реверсирования) аксиального поля; $\eta_т$, $\eta_и$ и $\eta_м$ – КПД соответственно теплового преобразователя, инжектора и системы создания магнитного поля.

Эффективность работы системы может быть оценена значениями КПД

Таблица 7.1

Параметр	Т-10	Т-15	Т-20	PLT	TFTR	JT-60	ИНТОР
Большой радиус тора, м	1,5	2,4	5	1,3	2,48	2,96	5,2
Малый радиус тора, м	0,36	0,75	2	0,4	0,85	1,25	1,2
Ток плазмы, МА	0,65	1,4	3,3	0,55	2,5	4,8	6,4
Магнитное поле, Тл	4,5	3,5–5,0	3,5	3,5	5,2	4,4	5,5
Температура ионов, К			$(5-10)\times 10^7$	$6,5\cdot 10^7$	$6\cdot 10^7$	$5\cdot 10^7$	10^8
Параметр $nt_{вр}$, с/м^3	$5\cdot 10^{18}$		10^{20}	10^{18}	$0,5\cdot 10^{20}$	$0,5\cdot 10^{20}$	
Объем вакуумной камеры, м^3	3,83	26,6	400	4,1	64	190	148
Потребляемая пиковая мощность, МВт	180		1680		700		

Примечание. ИНТОР – международный реактор-токамак.

отдельно термоядерного реактора и установки в целом.

КПД термоядерного реактора может быть определен в виде отношения

$$\eta = [N_я - N_и - (1 - \delta) N_м]/N_я \approx (1 - 1/\lambda). \quad (7.10)$$

Причем коэффициент δ может быть намного меньше единицы или равен ей.

КПД термоядерной установки

$$\eta = N_п/N_я = [1 + N_и/N_я + N_м(1 - \delta)/N_я]\,\eta_т - (N_и/N_п\eta_и) - (N_м/N_я)(1/\eta_м - \delta). \quad (7.11)$$

Если принять, что $\delta \ll 1$, то

$$\eta = (1 + 1/\lambda)\,\eta_т - [\eta_и N_и + \eta_м N_м]/(\eta_и\eta_м N_я),$$

где $\lambda = N_я/(N_и + N_м)$ — полный коэффициент усиления реактора по энергии.

Соотношения мощностей $N_и$ и $N_м$ при работе установки могут быть различными. Если $N_и \gg N_м$ и $\delta \ll 1$, то выражение (7.11) принимает вид

$$\eta = (1 + 1/\lambda)\,\eta_т - (1/\lambda)\,\eta_и.$$

В случае $N_м \gg N_и$ и $\delta \ll 1$

$$\eta = (1 + 1/\lambda)\,\eta_т - (1/\lambda)\,\eta_м.$$

Анализ выражений показывает, что КПД η термоядерной энергетической установки во всех случаях близок к КПД $\eta_т$ теплового преобразователя, так как в реакторе-токамаке полный коэффициент усиления λ достаточно велик, обычно $\lambda > 100$. Для получения более точных данных о работе установки можно использовать следующие значения:

$$\eta_и \approx 0{,}6 \div 0{,}8; \quad \eta_м \approx 0{,}9; \quad \delta \approx 0{,}8.$$

Лазерный термоядерный синтез

В термоядерных установках с инерционным удержанием дейтерий-тритиевой плазмы реакция синтеза осуществляется в виде микровзрывов мишеней при воздействии на эти мишени мощным пучком лазерного излучения, пучками электронов или ионов. Симметричное облучение мишени вызывает ее сильное сжатие в основном за счет реактивной силы, возникающей при испарении внешних слоев оболочки мишени. Как показывают расчеты, около 30 % термоядерной энергии идет на нагрев мишени до высоких температур и образование разлетающейся плазмы, а около 70 % энергии уносится нейтронами.

В качестве примера рассмотрим лазерный термоядерный синтез, при котором термоядерные микровзрывы вызываются лазерным излучением. Для обеспечения положительного выхода энергии в рассматриваемой системе лазер — термоядерный реактор — тепловой преобразователь должны быть выполнены определенные условия.

Мощность на выходе системы

$$N = \nu E_л(\eta_т\lambda - 1/\eta_л), \quad (7.12)$$

где ν — частота следования микровзрывов; $E_л$ — энергия лазерного излучения; $\eta_т$ и $\eta_л$ — КПД соответственно теплового преобразователя и лазера; $\lambda = E_я/E_л$ — коэффициент усиления реактора по энергии; $E_я$ — энергия термоядерного реактора.

Для получения положительного выхода энергии необходимо обеспечить выполнение условия $\eta_т\lambda - 1/\eta_л > 0$, что возможно только при достаточно больших коэффициентах усиления λ. Даже с учетом перспективных значений $\eta_л$ и $\eta_т$ необходимо, чтобы коэффициент усиления $\lambda > 10^2$.

Полный КПД термоядерной установки можно определить отношением

$$\eta = N/\nu E_я = (1/\lambda)(\eta_т\lambda - 1/\eta_л) = (\eta_т - 1/\lambda\eta_л). \quad (7.13)$$

При заданных параметрах лазера, реактора и преобразователя увеличение полной мощности установки можно обеспечить увеличением частоты инициирования микровзрывов и числом камер реактора.

Расчетные параметры микровзрывов, приведенные в табл. 7.2, свидетельст-

Таблица 7.2

Энергия лазерного излучения, кДж	Масса мишени, мг	Коэффициент усиления λ	Энергия термоядерного реактора $E_я$, МДж	Полное число нейтронов
10	$6 \cdot 10^{-3}$	80	8	$2{,}8 \cdot 10^{17}$
10^2	$6 \cdot 10^2$	110	11	$3{,}9 \cdot 10^{18}$
10^3	0,15	1000	10^3	$3{,}5 \cdot 10^{20}$

вуют о возможности получения положительного выхода энергии. Анализ приведенных данных позволяет определить основные параметры лазерно-термоядерной установки: энергия лазерного излучения $E_л = (5 \cdot 10^5 \div 5 \cdot 10^6)$ Дж; пиковая мощность лазера $N_л \geqslant 5 \cdot 10^{14}$ Вт; КПД лазерной системы $\eta_л \geqslant 0{,}02 - 0{,}03$; коэффициент усиления $\lambda > 100$; частота повторения микровзрывов $\nu \geqslant 10$ Гц.

Такие параметры в перспективе могут быть получены при использовании газовых (CO_2) лазеров, твердотельных неодимовых или химических. В табл. 7.3 приведены некоторые параметры наиболее крупных лазеров, используемых в настоящее время для исследований по лазерному термоядерному синтезу.

В термоядерных энергетических установках основная часть энергии выделяется в виде теплоты при относительно низких температурах. Поэтому для преобразования теплоты термоядерных реакторов как квазистационарных, так и импульсных наиболее перспективными являются тепловые циклы и схемы с МГД-генератором в сочетании с паро-

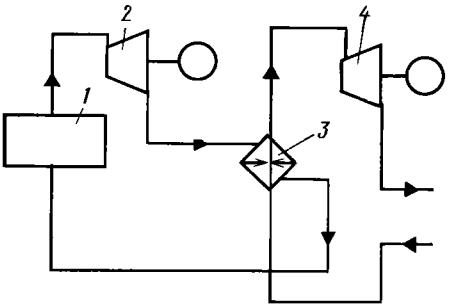


Рис. 7.4.
Двухконтурная схема преобразования энергии:
1 — реактор; *2* — калиевая турбина с генератором; *3* — теплообменник; *4* — паровая турбина с генератором

турбинной и газотурбинной установками.

Применение МГД-генератора в качестве первой ступени позволяет поднять верхнюю температуру цикла в квазистационарных реакторах примерно до 2500 К и в импульсных реакторах до $(2 \div 3) \cdot 10^4$ К. В этом случае можно получить достаточно высокие значения КПД термоядерных установок (около 0,6 — 0,8).

На рис. 7.4 приведена двухконтурная схема преобразования энергии. Первичный теплоноситель калий, проходя в реакторе *1* через литиевый бланкет, нагревается до температуры, примерно равной 1200 — 1300 К, и приводит в действие калиевую турбину *2*, затем поступает в теплообменник *3*, нагревает в нем водяной пар до температуры

Таблица 7.3

Установка	Лазер	Число каналов	Энергия излучения $E_л$, кДж	Длительность импульса, нс
Дельфин (СССР)	Твердотельный (неодимовый)	12	10	2
УМИ-35 (СССР)	То же	32	10	15
Шива (США)	»	20	2 — 20	0,1 — 3
Гелиос (США)	Газовый (CO_2)	8	10	1
Шива-Нова (США)	Твердотельный (неодимовый)	20	$(0{,}8 \div 1{,}2) \cdot 10^2$	1 — 3
Антарес (США)	Газовый (CO_2)	6	10^2	1

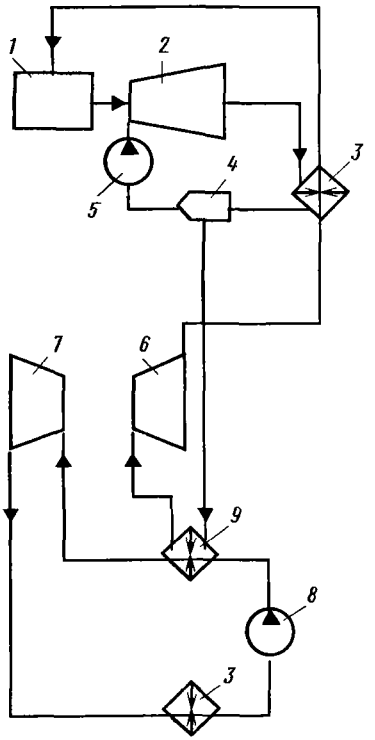


Рис. 7.5.
Схема термоядерной двухконтуриой устаиовки с МГД-генератором и паровой турбиной:
1 – реактор; *2* – МГД-генератор; *3* и *9* – теплообменник: *4* – фильтр; *5* – насос подачи присадки; *6* – компрессор; *7* – турбина; *8* – насос

около 850–900 К, который, в свою очередь, срабатывает в паровой турбине *4*.

На рис. 7.5 приведена схема термоядерной двухконтурной установки с МГД-генератором и паровой турбиной. Часть энергии плазмы, вытекающей из реактора *1*, преобразуется в электрическую энергию в канале МГД-генератора *2*. Затем плазма проходит через теплообменник *3*, нагревая рабочее вещество паротурбинного цикла. Через этот же теплообменник *3* проходит и теплоноситель, охлаждающий бланкет. Рабочее вещество (водяной пар) нагревается в теплообменнике *9* примерно до 900 К и затем срабатывает в турбине *7*. Во втором контуре термоядерных установок могут использоваться не только паровой, но и газовый и парогазовый циклы.

При разработке лазерных термоядерных установок в основном предусматривается преобразование энергии синтеза сначала в теплоту, а затем в электрическую энергию. Важной задачей при создании таких установок, как и в реакторах-токамаках, является обеспечение защиты первой стенки реактора, воспринимающей мощный тепловой удар, от термоядерного микровзрыва.

Схема лазерной термоядерной установки с тепловым циклом показана на рис. 7.6. Камера *4* реактора окружена пористой внутренней стенкой *1* и бланкетом *3* из расплавленного лития. Этот вариант защиты обычно называют «влажной (или потеющей) стенкой». Жидкий литий из бланкета *3* проходит через пористую стенку *1*, и на ее внутренней поверхности образуется защитный слой толщиной около 1 мм. При термоядерном микровзрыве пленка жидкого лития испаряется, а в промежутках между импульсами снова восстанавливается. Образовавшаяся во время микровзрыва плазма вместе с парами защитной литиевой пленки поступает

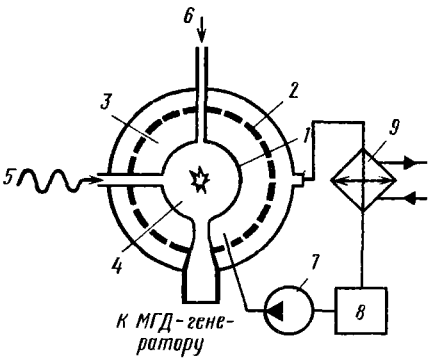


Рис. 7.6.
Схема лазерной термоядерной установки:
1 – пористая внутренняя стенка; *2* – силовая стенка; *3* – бланкет (расплавленный литий); *4* – камера; *5* – лазерный луч; *6* – инжекция мишени; *7* – насос; *8* – система выделения трития; *9* – теплообменник

в канал МГД-генератора, где теплота плазмы преобразуется в электрическую энергию. Большую часть энергии микровзрыва уносят быстрые нейтроны. Они проходят в бланкет и нагревают содержащийся в нем литий до температуры примерно 1273 К. Теплота этого теплоносителя также преобразуется в электрическую энергию.

7.3. Энергетические установки с МГД-генераторами

Одно из главных направлений научно-технического прогресса в энергетике связано с повышением КПД преобразования и получения энергии путем увеличения начальной температуры рабочего тела и исключения промежуточных ступеней преобразования энергии. Перспективными в этом отношении являются энергетические установки с МГД-генераторами.

МГД-генераторы

МГД-генераторы работают с высокой начальной температурой и не имеют движущихся частиц.

В МГД-генераторе используется низкотемпературная плазма ($T \approx 3000$ К), движущаяся с большой скоростью ($w \approx \approx 1000$ м/с) поперек магнитного поля, создаваемого специальными сверхпроводящими магнитными системами. Использование МГД-генератора позволяет повысить КПД тепловой электростанции от 40–42 до 50%, а в перспективе и до 60%, обеспечивает значительную экономию топлива, уменьшение тепловых потерь и выбросов вредных веществ в окружающую среду.

При температуре 2500–3000 К, реализуемой в современных камерах сгорания, получение плазмы со степенью ионизации $\alpha \approx 0{,}01$ обеспечивается введением в камеру сгорания небольшого количества легкоионизирующихся присадок, содержащих щелочные металлы. Камеры сгорания могут работать на жидком, газообразном и твердом топливе.

Конструктивно МГД-генераторы различаются конфигурацией и размерами каналов. Наиболее распространенным и простым является линейный канал прямоугольного сечения, расширяющийся по пути потока плазмы. В дисковых МГД-генераторах канал образуется стенками, расположенными по радиусу, на которые опираются верхний и нижний диски. В коаксиальных (вихревых) МГД-генераторах плазма подается тангенциально в полость между двумя цилиндрическими электродами. Если зазор между электродами невелик, то при той же длине взаимодействия плазмы с магнитным полем коаксиальный МГД-генератор по своим параметрам близок к линейному.

Геометрия канала линейного МГД-генератора установки У-25 ИВТАН мощностью 25 МВт, созданной в Институте высоких температур АН СССР, выбиралась из условия поддержания по длине канала в номинальном режиме постоянной околозвуковой скорости примерно равной 900 м/с. Электроды – секционные, с шагом 60–100 мм, длина канала 6,4 м, высота проточной части 0,38–0,42 м; ширина канала на выходе 1,34–2 м.

В этом генераторе электроды выполнены из керамики ZrO_2 с различными добавками, а изоляторы из окиси магния MgO. В ряде МГД-генераторов используются электроды из меди и высокотемпературных сплавов на основе никеля, хрома и вольфрама, а также порошковых материалов на основе хромитов. В качестве материала для изоляторов часто применяется окись алюминия Al_2O_3.

Линейные МГД-генераторы выполняют как со сплошными электродами и изоляторами, когда вся нагрузка сни-

МГД-генератор – установка прямого преобразования тепловой энергии в электрическую в результате возникновения тока в плазме, движущейся поперек магнитного поля.

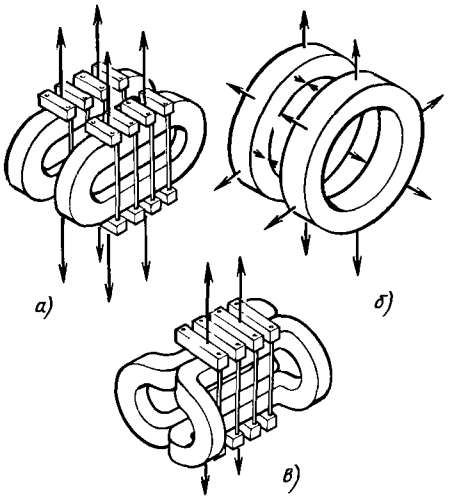


Рис. 7.7.
Различные типы обмоток сверхпроводящих магнитов МГД-генераторов

мается с двух электродов, так и с секционированными электродами, состоящими из нескольких изолированных между собой электродов. В схемах со сплошными электродами полный ток в плазме течет под углом к току нагрузки, что приводит к появлению составляющей тока, направленной вдоль канала, и, следовательно, к уменьшению тока нагрузки. Применение секционированных электродов позволяет уменьшить силу продольного тока (в идеальном случае до нуля) и увеличить удельную мощность МГД-генератора.

Удельная мощность $N_{уд}$ любого МГД-генератора пропорциональна квадрату скорости плазмы и квадрату индукции магнитного поля в канале генератора, т. е. $N_{уд} \sim w^2B^2$. Для создания магнитного поля в канале МГД-генератора используются специальные магнитные системы, которые должны при минимальных значениях энергии, размеров и массы обеспечить получение необходимых значений величины и конфигурации магнитного поля. Эта задача может быть решена только сверхпроводящими магнитными системами.

Наиболее перспективными, получившими признание, являются трековая (рис. 7.7, *а*), соленоидальная (рис. 7.7, *б*) и седлообразная (рис. 7.7, *в*) обмотки магнитных систем. Соленоидальная обмотка наиболее удобна для дисковых МГД-генераторов и других генераторов малой мощности. Для генераторов большой мощности наиболее перспективна седлообразная обмотка, так как она имеет меньшие размеры и наибольшее отношение индукций магнитного поля в обмотке и в канале генератора.

Для промышленных МГД-генераторов мощностью $N \geqslant 250$ МВт индукция магнитного поля в канале генератора должна составлять приблизительно 6 Тл. В качестве материала для сверхпроводящих обмоток обычно используется сплав NbT_i, который при температуре 4,2 К имеет максимальную индукцию $B_{max} \approx 8{,}5$ Тл.

Сверхпроводящая магнитная система характеризуется наиболее высокими стоимостью и металлоемкостью по сравнению с другими частями МГД-генератора. Так, для МГД-электростанции мощностью $N = 600$ МВт магнитная система седлообразного типа имеет максимальную индукцию в объеме системы 7,5 Тл, запасаемую в обмотке энергию $6 \cdot 10^9$ Дж, полную массу $1{,}7 \cdot 10^6$ кг, внешний диаметр криостата 11,5 м и полную длину системы 22 м.

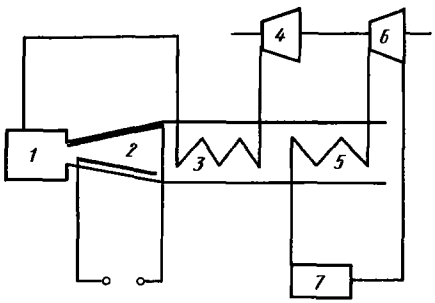


Рис. 7.8.
Схема установки с МГД-генератором открытого цикла:
1 – камера сгорания; *2* – МГД-генератор; *3* – регенератор; *4* – компрессор; *5* – теплообменник; *6* – турбина; *7* – насос

Комбинированные установки с МГД-генераторами могут работать как по открытому, так и по замкнутому циклу в зависимости от степени использования теплоперепада в цикле. Наиболее простой является схема открытого цикла, в которой плазма, пройдя канал МГД-генератора и различные теплообменные устройства, выбрасывается в окружающую среду (рис. 7.8).

В схемах с замкнутым циклом (см. рис. 7.5) плазма циркулирует в замкнутом контуре, охлаждается (становится обычным нейтральным газом) в теплообменнике *3* и очищается в специальных фильтрах *4*.

Для более полного использования теплоты плазмы и повышения общего КПД обе схемы могут выполняться с одноконтурной или двухконтурной регенерацией. Так, плазма может последовательно отдавать теплоту в канале МГД-генератора *2* (см. рис. 7.8), регенераторе *3* и теплообменнике *5*.

Термодинамические основы МГД-генераторов

Удельная работа l, развиваемая МГД-генератором, определяется разностью энтальпий на входе (индекс «н») и выходе из канала (индекс «к») так, что

$$l = i_н - i_к = \int_{T_н}^{T_к} c_p\, dT = c_p (T_н - T_к), \qquad (7.14)$$

где c_p – средняя теплоемкость в диапазоне температур от $T_н$ до $T_к$.

Так как степень ионизации плазмы в канале МГД-генератора обычно не превышает 1 %, ее теплоемкость практически не отличается от теплоемкости нейтрального газа. Для адиабатного процесса расширения плазмы в канале

$$l = kRT_н (T_к/T_н - 1)/(k-1) =$$
$$= kRT_н \left[(p_к/p_н)^{(k-1)/k} - 1\right](k-1), \qquad (7.15)$$

а термический КПД или КПД преобразования энергии в канале

$$\eta_t = (i_н - i_к)/i_н = 1 - i_к/i_н =$$
$$= 1 - (p_к/p_н)^{(k-1)/k}. \qquad (7.16)$$

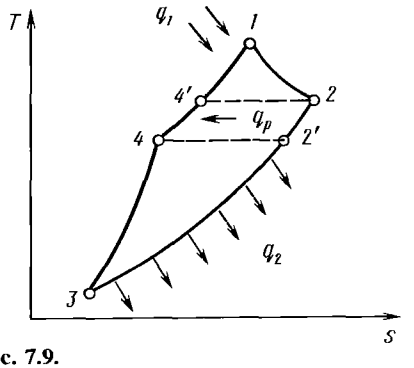


Рис. 7.9.
Реальный цикл МГД-генератора с регенерацией

Если процесс расширения плазмы в канале является изотермическим, то

$$l = RT_н \ln (p_н/p_к).$$

При больших степенях расширения $\varepsilon = p_к/p_н > 10^4$ работа, совершаемая при изотермическом процессе, будет больше, чем при адиабатном.

В канале МГД-генератора температура и энтальпия плазмы уменьшаются в результате совершения полезной работы по преодолению движущейся плазмой электромагнитных сил. Однако одновременно происходит джоулев нагрев плазмы при протекании через нее возникающего электрического тока. При этом часть теплоты уходит на нагрев конструкции, а оставшаяся часть увеличивает энтальпию (температуру) плазмы на выходе из канала. Несмотря на дальнейшее использование плазмы во втором контуре энергосиловой установки, джоулев нагрев, как и другие потери, приводит к снижению КПД установки.

Термодинамический цикл МГД-генератора без регенерации состоит из процессов *34* (см. рис. 7.9) сжатия газа в компрессоре; *41* нагрева газа в камере сгорания (процесс образования плазмы), *12* расширения плазмы в канале и *23* охлаждения газа в теплообменнике. В соответствии с этим циклом количество теплоты, подведенной к газу при сжатии,

$$q_1 = \Delta i - i_к = \Delta i (1 - \eta_к) = \qquad (7.17)$$

$= c_p(T_4 - T_3)(1 - \eta_к)$, в камере сгорания (в процессе $p = \text{const}$)

$$q_2 = c_p(T_1 - T_4). \qquad (7.18)$$

Количество теплоты, выделившейся в процессе расширения плазмы (джоулев нагрев и потери за счет теплообмена с окружающей средой),

$$q_3 = c_p(T_1 - T_2)[1 - (\eta_э - \xi)]/(\eta_э - \xi), \qquad (7.19)$$

а количество теплоты, переданное в теплообменнике,

$$q_4 = c_p(T_2 - T_3). \qquad (7.20)$$

В этих выражениях $\eta_к$ – механический КПД компрессора, учитывающий потери энергии на преодоление трения; $\eta_э$ – электрический КПД МГД-генератора, учитывающий потери энергии в электрической цепи; ξ – коэффициент, учитывающий потери энергии при теплообмене.

КПД преобразования энергии в МГД-генераторе при этих условиях

$$\eta_t = (q_1 + q_2 + q_3 - q_4)/(q_1 + q_2 + q_3).$$

С учетом выражений (7.17) – (7.20)

$$\eta_t = 1 - (T_2 - T_3)/\{(T_4 - T_3)(1 - \eta_к) + (T_1 - T_4) + (T_1 - T_2)[1 - (\eta_э - \xi)]/(\eta_э - \xi)\}. \qquad (7.21)$$

При $\eta_к = \eta_э = 1$ и $\xi = 0$

$$\eta_t = 1 - (T_2 - T_3)/(T_1 - T_4).$$

В установках с регенерацией (рис. 7.9) дополнительное количество теплоты, передаваемое в регенераторе от плазмы к воздуху, $q_р = \delta_р c_р(T_2 - T_4)$ ($\delta_р$ – степень регенерации). Тогда общий КПД цикла

$$\eta_t = 1 - [T_2 - T_3 - \delta_р(T_2 - T_4)]/\{(T_4 - T_3)(1 - \eta_к) + (T_1 - T_4) + (T_1 - T_2) \times [1 - (\eta_к - \xi)]/(\eta_э - \xi) - \delta_р(T_2 - T_4)\}. \qquad (7.22)$$

Если $\eta_э = \eta_к = \delta_р = 1$ и $\xi = 0$, то $\eta_t = 1 - (T_4 - T_3)/(T_1 - T_4)$.

Анализ полученных выражений показывает, что КПД цикла с регенеративным подогревом выше, чем без подогрева.

Первая в мире промышленная МГД-электростанция создается в нашей стране на Рязанской ГРЭС. Станция будет работать на природном газе с присадкой порошка углекислого калия. Продукты сгорания после канала МГД-генератора пройдут через парогенератор производительностью 1000 т/ч, регенеративный воздухоподогреватель и систему специальных электрофильтров для улавливания ионизирующейся присадки. Пар под давлением 24 МПа и с температурой 545 °С поступит в турбогенератор. Мощность турбогенератора – 300 МВт. При этом около 50 МВт будет использоваться для покрытия нужд самой МГД-электростанции.

8. КОМПРЕССОРНЫЕ, ХОЛОДИЛЬНЫЕ, КРИОГЕННЫЕ МАШИНЫ И УСТАНОВКИ

8.1. Компрессорные машины

В зависимости от значения создаваемого давления компрессорные машины подразделяют на компрессоры, повышающие давление газов до 0,2–0,3 МПа и выше; газодувки, повышающие давление до 0,01–0,3 МПа, и вакуум-насосы. По характеру рабочего процесса различают несколько типов компрессорных машин: объемные, газодинамические, тепловые. В объемных машинах повышение давления газа осуществляется путем изменения объема рабочего пространства машины. В динамических машинах и аппаратах внешняя энергия преобразуется вначале (на первой стадии рабочего процесса) в энергию струи сжимаемого газа или энергию вихрей (например, с помощью вращающегося рабочего колеса с лопатками), а затем (на второй стадии рабочего процесса) кинетическая энергия струи или вихря переходит в потенциальную энергию давления сжатого газа. В тепловых компрессорных машинах повышение давления газа осуществляется за счет теплоты внешних источников. Наибольшее практическое распространение получили компрессорные машины объемного и динамического типа. Области применения компрессорных машин в зависимости от производительности и давления нагнетания показаны на рис. 8.1.

В настоящее время в нашей стране выпускаются сотни типоразмеров различных компрессорных машин производительностью 0,02–12 тыс. м³/мин с давлением нагнетания до 250 МПа и мощностью 0,1 кВт–40 МВт. Компрессорные машины применяются во многих отраслях народного хозяйства.

При изучении процессов компрессорных машин необходимо учитывать свойства реальных газов и паров. Так, если внутренняя энергия и энтальпия идеального газа не зависят от давления и при одинаковой температуре (точки *1* и *1'* рис. 8.2, *а*) равны, то внутренняя энергия реального сжатого газа при одинаковой температуре всегда меньше (рис. 8.2, *б*). Связано это с тем, что при сближении молекул потенциальная составляющая внутренней энергии всегда уменьшается, поэтому

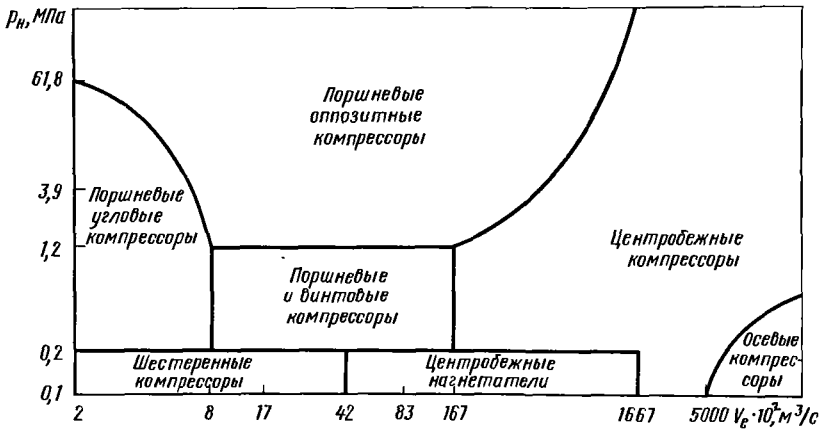


Рис. 8.1.
Поля применимости компрессорных машин

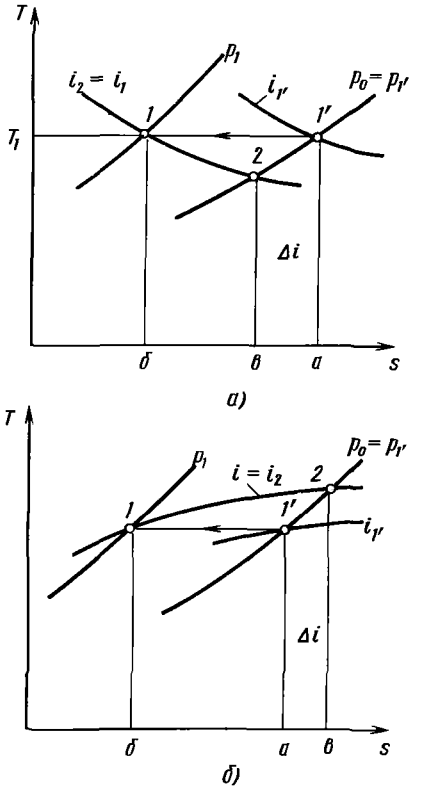


Рис. 8.2.
sT-диаграммы реальных газов:
а – $i_1 < i'_1$; *б* – $i_1 > i'_1$

$$\Delta u = u_1 - u_{1'} < 0. \qquad (8.1)$$

Изменение энтальпии

$$\Delta i = i_1 - i_{1'} = (u_1 - u_{2'}) + pv\left(1 - \frac{p'_1 v'_1}{p_1 v_1}\right)$$

в различных областях состояний неодинаково. Действительно, разность энергий (8.1) всегда отрицательна, знак второго слагаемого определяется свойствами сжимаемости реальных газов, обусловливающих увеличение или уменьшение энтальпии при изотермном сжатии.

Если энтальпия сжатого газа меньше, чем несжатого (рис. 8.2, *а*), то работа $l_{ко}$ изотермного сжатия в открытой системе (площадь *11'бв2*) меньше количества отведенной теплоты $q_{сж}$ (площадь *11'ба*), т. е. $(l_{ко})_{T_1} < q_{сж}$. Наоборот, в области состояний, где энтальпия сжатого газа больше, чем несжатого (рис. 8.2, *б*), $(l_{ко})_{T_1} > q_{сж}$.

Термодинамически любой компрессор представляет собой открытую систему с входом и выходом сжимаемого газа. Для изотермного сжатия газа в открытой системе абсолютное значение работы

$$(l_{ко})_{T_1} = q + (i_1 - i_{1'}) + 0{,}5\,(w_1^2 - w_{1'}^2) + l_{тр}. \qquad (8.2)$$

Если работой трения $l_{тр}$ и скоростями газа на входе $w_{1'}$ и выходе w_1 из компрессора пренебречь, то

$$(l_{ко})_{T_1} = q + (i_1 - i_{1'}), \qquad (8.3)$$

где $q = T_1 (s_{1'} - s_1)$ – теплота сжатия.

Таким образом, работа изотермного сжатия в открытой системе определяется разностью значений изобарно-изотермных потенциалов

$$(l_{ко})_{T_1} = i_1 - T_1 s_1 - (i_{1'} - T_1 s_{1'}) = z_1 - z_{1'} = \Delta z. \qquad (8.4)$$

Абсолютное значение работы при адиабатном сжатии любого газа в открытой системе при $q = 0$ $(l_{ко})_{ад} = i_1 - i'_1 + 0{,}5\,(w_1^2 - w_{1'}^2) + l_{тр}$. Если работой трения $l_{тр}$ и скоростями газовых потоков $w_{1'}$ и w_1 пренебречь, то

$$(l_{ко})_{ад} = i_1 - i_{1'} = \int_{1'}^{1} v dp = \int_{1'}^{1} v\left(\frac{ds}{dv}\right)_p dT. \qquad (8.5)$$

В первом приближении для определения работы адиабатного сжатия реального газа можно пользоваться формулой (8.5). Потери энергии в результате необратимых процессов трения (механического и в газовых потоках), тепло- и массообмена, утечек и другие учитывают изотермным КПД $\eta_{из}$ для охлаждаемых компрессорных машин и адиабатным $\eta_{ад}$ для неохлаждаемых.

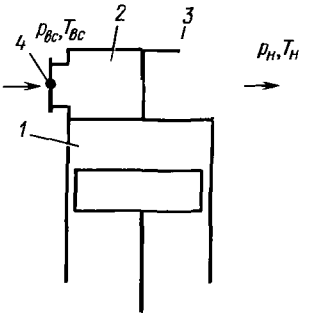


Рис. 8.3.
Контрольные объемы поршневого компрессора

Объемные компрессоры

Особенности работы объемных компрессоров. При рассмотрении одноступенчатых объемных компрессоров необходимо выделять следующие объемы (рис. 8.3): рабочую полость *1*, полость всасывания *2*, полость нагнетания *3*, а также стандартную точку *4* всасывания с параметрами газа $p_{вс}$ и $T_{вс}$. В действительном компрессоре имеется мертвый объем V_0 (рис. 8.4), из которого рабочее тело не может быть вытеснено при нагнетании. Вследствие обратного расширения газа, оставшегося в мертвом объеме после нагнетания, часть объема рабочей полости цилиндра $\Delta V' = V_{d'} - V_0$ оказывается «потерянной» для всасывания новой порции газа.

Газ, поступающий в рабочую полость компрессора во время всасывания, нагревается в результате теплоотдачи от нагретых поверхностей рабочей полости и каналов, через которые происходит всасывание. В связи с этим температура газа в рабочей полости в конце всасывания (в начале сжатия) оказывается выше температуры $T_{вс}$ (точка *4*, см. рис. 8.3).

В действительном компрессоре газ при течении через клапаны и трубопроводы преодолевает различные гидравлические сопротивления, вследствие чего его давление в рабочей полости во

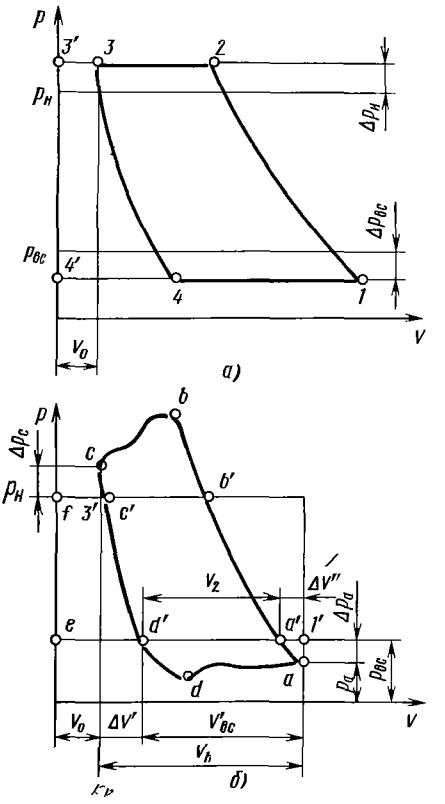


Рис. 8.4.
Индикаторные диаграммы процессов поршневого компрессора:
а – схематизированная; *б* – действительная

время всасывания меньше, чем давление в полости всасывания и в стандартной точке всасывания, а во время нагнетания больше, чем давление в полости нагнетания.

В действительной машине всегда имеет место механическое трение. Часть работы трения (например, трение поршневых колец о цилиндр) в виде теплоты передается к газу в рабочей полости. В рабочей полости действительного компрессора присутствуют неплотности (в клапанах, зазоры в сальниках, поршневых уплотнениях и т. д.), и часть газа вытекает из рабочей полости или, на-

Объемный компрессор – компрессор, в котором повышение давления газа происходит при уменьшении замкнутого объема.

оборот, поступает в рабочую полость извне.

Давления и температуры газа в полостях всасывания и нагнетания действительного компрессора непостоянны. Их значения колеблются за счет периодически повторяющихся процессов всасывания и нагнетания в рабочую полость. Пульсации давлений в полостях всасывания и нагнетания оказывают влияние на работу самодействующих клапанов и на рабочий процесс в полости цилиндра.

Самодействующие клапаны открываются и закрываются под действием перепада давлений на их подвижном запорном органе. Для открытия клапана перепад давлений должен создать силу, превышающую силу натяжения пружины, прижимающей запорный орган, инерцию покоя подвижных частей и силу прилипания запорного органа к седлу или ограничителю подъема. Это приводит к запаздыванию открытия и закрытия клапана.

Индикаторная диаграмма действительного поршневого компрессора показана на рис. 8.4,*б*. Процессы всасывания *da* и нагнетания *bc* протекают с переменным количеством газа и при переменных давлении и температуре. Переменное давление газа в рабочей полости во время всасывания и нагнетания обусловлено переменными гидравлическими сопротивлениями в клапанах, так как течение газа происходит под действием поршня, движущегося с переменной скоростью и при переменном проходном сечении клапана при его открытии и закрытии. Температура газа в рабочей полости во время всасывания повышается вследствие передачи теплоты от горячих стенок. Поэтому как температура T_a, так и давление p_a газа в рабочей полости в конце всасывания не равны соответственно $T_{вс}$ и $p_{вс}$ в стандартной точке всасывания.

Процесс сжатия газа начинается в точке *a* и заканчивается в точке *b*, когда начинает открываться нагнетательный клапан (рис. 8.4,*б*). Давление газа в точке *b* больше, чем давление нагнетания $p_н$, так как необходим перепад давлений для открытия клапана. В начале сжатия средняя температура газа в рабочей полости меньше, чем средняя температура стенок, поскольку последние не успевают остыть от нагрева после сжатия в предыдущем цикле, и сжатие газа происходит с подводом теплоты, т. е. с показателем политропы n, большим показателя адиабаты k ($n>k$). При дальнейшем сжатии температура газа повышается. Когда средняя температура сжимаемого газа сравняется со средней температурой стенок, теплообмен между газом и стенками рабочей полости прекращается. В этот момент $n = k$. При дальнейшем сжатии температура газа продолжает увеличиваться, и процесс сжатия происходит с отводом теплоты ($n < k$).

Обратное расширение (процесс *cd*) газа происходит в начале с отводом теплоты ($n > k$), а затем с подводом ($n < k$).

Упомянутые выше особенности работы действительного компрессора обусловливают уменьшение его производительности и увеличение энергии, необходимой на сжатие и перемещение газа.

Производительность V_e объемного компрессора и мощность N_e, которую

Индикаторная диаграмма – зависимость давления газа в цилиндре от объема рабочей полости цилиндра.

Производительность объемного компрессора – объемное количество газа, подаваемое потребителю в единицу времени, измеренное после компрессора и приведенное к условиям всасывания, т. е. давлению и температуре в стандартной точке всасывания.

необходимо передать валу компрессора, определяются с учетом всех упомянутых особенностей действительного компрессора с помощью математических моделей, реализуемых на ЭВМ. Однако на практике применяют более простые методы расчета, основанные на упрощенном представлении действительной индикаторной диаграммы.

Производительность V_e действительного компрессора меньше геометрической производительности V_h, что оценивается коэффициентом подачи

$$\lambda = V_e/V_h. \qquad (8.6)$$

Коэффициент подачи λ может быть представлен в виде

$$\lambda = \lambda_o\lambda_{др}\lambda_т\lambda_{пл}, \qquad (8.7)$$

где λ_o – объемный коэффициент, учитывающий уменьшение производительности вследствие обратного расширения газа, оставшегося в мертвом объеме; $\lambda_{др}$ – коэффициент дросселирования, учитывающий уменьшение производительности за счет снижения давления газа в рабочей полости в конце всасывания (точка *а*) по сравнению с давлением в стандартной точке всасывания; $\lambda_т$ – коэффициент подогрева, учитывающий уменьшение производительности, обусловленное превышением температуры газа в рабочей полости в конце процесса всасывания над температурой в стандартной точке всасывания; $\lambda_{пл}$ – коэффициент плотности, учитывающий уменьшение производительности из-за неплотностей рабочей полости.

В поршневых компрессорах основное влияние на уменьшение производительности оказывает мертвый объем V_o. Для определения λ_o процесс обратного расширения принимается условно политропным с постоянным показателем политропы m, проходящим через начальную точку процесса и точку d (см. рис. 8.4, *б*). Такая условная политропа называется политропой конечных параметров. Значение m политропы конечных параметров определяется зависимостью

$$m = 1 + A(k - 1),$$

где k – показатель адиабаты; A – коэффициент, $A = 0{,}5$ при $p_{вс} < 0{,}15$ МПа, $A = 0{,}62$ при $p_{вс} = 0{,}15 \div 0{,}4$ МПа, $A = 0{,}75$ при $p_{вс} = 0{,}4 \div 1{,}0$ и $A = 0{,}88$ при $p_{вс} = 1{,}1 \div 3$ МПа.

С некоторыми допущениями можно считать началом процесса обратного расширения точку $3'$ (см. рис. 8.4, *б*), тогда из уравнения политропы конечных параметров $p_н V_o^m = p_{вс}(V_o + \Delta V')^m$ следует

$$\lambda_o = V_{вс}/\bar{V}_h = 1 - a_м[(p_н/p_{вс})^{1/m} - 1], \qquad (8.8)$$

где $a_м = V_o/\bar{V}_h$ – относительное значение мертвого объема; $\bar{V}_h$ – геометрический рабочий объем цилиндра.

Остальные коэффициенты имеют следующие значения: $\lambda_{др} = 0{,}95 \div 0{,}98$, $\lambda_{пл} = 0{,}96 \div 0{,}98$. Коэффициент подогрева может быть определен из уравнения $\lambda_т = 1 \div 0{,}02[(p_н/p_{вс}) - 1]$.

Индикаторная мощность ступени действительного компрессора определяется по индикаторной диаграмме. При схематизации диаграммы принимается, что сжатие и обратное расширение происходят по эквивалентным политропам с постоянными показателями (см. рис. 8.4, *а*), между давлениями $p_{вс} - \Delta p_{вс}$ и $p_н + \Delta p_н$. Тогда индикаторная работа определяется площадью *1234*, которая равна разности площадей *123'4'* и *433'4'*, где первая представляет работу $\int_1^2 V\,dp$, а вторая $\int_3^4 (-V\,dp)$ работу,

Индикаторная мощность ступени действительного компрессора – мощность, затраченная на взаимодействие рабочего органа (поршня или ротора) с потоком газа, включающая все потери в газовом тракте, в том числе обусловленные утечками рабочего тела и теплообменом.

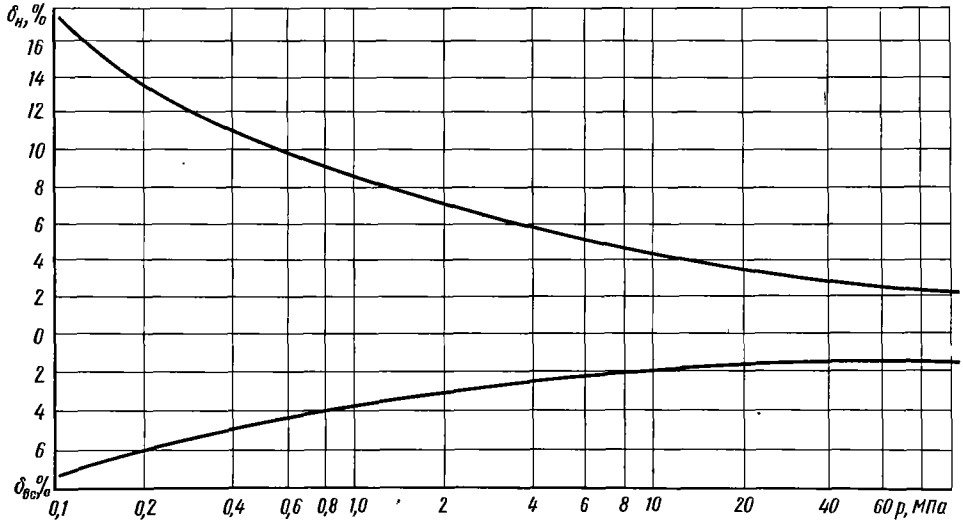


Рис. 8.5.
Зависимость относительных потерь давления при всасывании $\delta_{вс}$ и нагнетании $\delta_н$ поршневого компрессора от межступенчатого давления p

совершаемую газом в процессе обратного расширения. Осредненные потери давления во всасывающих $\Delta p_{вс}$ и нагнетательных $\Delta p_н$ клапанах могут быть определены по соотношениям $\Delta p_{вс} \approx \approx \delta_{вс} p_{вс}$ и $\Delta p_н \approx 0{,}5\delta_н p_н$, а относительные потери δ находят по рис. 8.5, на котором относительные потери давления $\delta_н$ на нагнетании являются суммарными для нагнетательных клапанов и установленного после компрессора охладителя газа.

С достаточной для практических расчетов степенью точности эквивалентных политроп $n_э$ можно принимать равными показателю адиабаты k, поэтому индикаторная мощность действительного компрессора

$$N_{инд} = (p_{вс} - \Delta p_{вс})\, V_h \theta_i \left[k/(k - 1)\right] \left\{\left[(p_н + \Delta p_н)/(p_{вс} - \Delta p_{вс})\right]^{(k-1)/k} - 1\right\}, \quad (8.9)$$

где $\theta_i = 1 - a_м\left\{\left[(p_н + \Delta p_н)/(p_{вс} - \Delta p_{вс})\right]^{1/k} - 1\right\}$ – коэффициент, учитывающий возврат энергии при расширении газа в процессе обратного расширения.

Многоступенчатые компрессоры используют для получения газа высокого давления. Переход газа из ступени в ступень и его охлаждение между ступенями сопровождаются в действительном многоступенчатом компрессоре потерями давления, т. е. давление всасывания каждой последующей ступени меньше давления нагнетания каждой предыдущей ступени. Эти потери могут достигать до 15–18%. Номинальное межступенчатое давление p_m используют для оценки номинального относительного повышения давления в ступенях действительного компрессора: $\varepsilon_{I\,ном} = p_{mI}/p_{вск}$; $\varepsilon_{II\,ном} = p_{mII}/p_{mI}$; $\varepsilon_{III\,ном} = p_{mIII}/p_{mII}$; ... $\varepsilon_{i\,ном} = p_{mi}/p_{mi-1}$; ... $\varepsilon_z = p_{нк}/p_{mz-1}$, $p_{mi} = p_{вс\,i+1}$,

где $p_{вск}$ и $p_{ик}$ – давление соответственно всасывания и нагнетания компрессора.

При этом очевидно, что $\varepsilon_к = p_{нк}/p_{вск} = \varepsilon_{I\,ном}\varepsilon_{II\,ном}\varepsilon_{III\,ном}\ldots\varepsilon_{z\,ном}$. Осредненное давление газа p_{1i} в цилиндре i-й ступени действительного компрессора во время всасывания меньше номинального межступенчатого давления p_{mi-1} вследствие потерь давления во всасывающих клапанах этой ступени. Осредненное давле-

ние газа p_{ni} в цилиндре i-й ступени больше номинального межступенчатого давления p_{mi} в результате потерь давления в нагнетательных клапанах при переходе газа из ступени в ступень и через охладитель, расположенный между i-й и $i+1$-й ступенями. Поэтому относительное повышение давления газа $\varepsilon_{i\,ц}$ в цилиндре i-й ступени будет больше номинального $\varepsilon_{i\,ном}$ ($\varepsilon_{i\,ц} > \varepsilon_{i\,ном}$). В действительном многоступенчатом компрессоре невозможно осуществить полное охлаждение газа между ступенями, т. е. охладить газ до температуры всасывания в первую ступень.

Выбор ступеней сжатия должен быть экономически обоснованным, при этом следует учитывать, что, с одной стороны, увеличение числа ступеней приводит к уменьшению работы сжатия и перемещения газа, так как общий процесс сжатия во всем компрессоре приближается к изотермному (см. рис. 1.28), а с другой стороны, увеличение числа ступеней обусловливает дополнительные потери давления и энергии в клапанах, межступенчатых коммуникациях и охладителях. Обычно число ступеней поршневого компрессора выбирают так, чтобы относительное повышение давления в цилиндре каждой ступени $\varepsilon_{i\,ц} = p_{2i}/p_{1i}$ составляло 2,5 – 4.

Оптимальные значения межступенчатого давления в теоретическом многоступенчатом компрессоре могут быть получены из условия распределения повышения давления по ступеням в соответствии с формулой (1.264). Однако распределение повышения давления по ступеням в соответствии с формулой (1.264) может быть в первом приближении принято и для действительного многоступенчатого компрессора. Необходимое распределение повышения давления по ступеням обеспечивается подбором значений геометрических рабочих объемов ступеней сжатия V_{h_i}, для чего может быть использована зависимость

$$V_{h_i} = (V_e/\lambda_i)(p_{вс_1}/p_{вс_i})(T_{вс_i}/T_{вс_1}), \qquad (8.10)$$

где V_e – производительность всего компрессора; λ_i – коэффициент подачи [см. уравнение (8.7)] i-й ступени; $p_{вс_1}$ и $T_{вс_1}$ – соответственно давление и температура всасывания в первую ступень.

Геометрические размеры каждой ступени рассчитываются так, чтобы обеспечивался необходимый объем V_h ступени. Индикаторная мощность многоступенчатого компрессора определяется суммой индикаторных мощностей отдельных ступеней сжатия, подсчитанных по формуле (8.9), т. е. $N_{инд.к.} = \Sigma N_{инд.i}$.

Энергетическое совершенство действительных объемных компрессоров оценивается изотермным КПД

$$\eta_{из} = N_{из}/N_{д.к} \qquad (8.11)$$

или адиабатным

$$\eta_{ад} = N_{ад}/N_{д.к}, \qquad (8.12)$$

где $N_{из}$ и $N_{ад}$ – мощность эталонного соответственно изотермного и адиабатного идеальных компрессоров, поставленных в те же условия работы, что и оцениваемый компрессор той же производительности; $N_{д.к}$ – мощность, измеренная на валу компрессора.

Таким образом, эталонные изотермный и адиабатный идеальные компрессоры должны иметь одинаковые с оцениваемым производительность, давление всасывания и нагнетания и температуру всасывания.

Изотермный и адиабатный КПД, определенные по формулам (8.11) и (8.12), называются полными или эффективными, так как оценивают энергетическое совершенство всего компрессора в целом, причем адиабатный КПД используется только для неохлаждаемых одноступенчатых компрессоров. У существующих поршневых компрессоров $\eta_{из} = 0{,}6 \div 0{,}75$ и $\eta_{ад} = 0{,}8 \div 0{,}95$, у винтовых компрессоров $\eta_{ад} = 0{,}6 \div 0{,}8$.

Для энергетической оценки совершенства термодинамических и газодинамических процессов в компрессорах используются индикаторные или внутренние КПД, определяемые отношениями

$$\eta_{из-инд} = N_{из}/N_{инд.д.к}, \quad (8.13)$$

$$\eta_{ад-инд} = N_{ад}/N_{инд.д.к}, \quad (8.14)$$

где $N_{инд.д.к}$ – действительная индикаторная мощность оцениваемого компрессора.

В выражениях (8.13) и (8.14) в качестве эталонных компрессоров приняты, как и в выражениях (8.11) и (8.12), идеальные изотермный и адиабатный.

В существующих компрессорах $\eta_{ад-инд} = 0{,}88 \div 0{,}95$ и $\eta_{из-инд} = 0{,}7 \div 0{,}8$. Для оценки механических потерь используется механический КПД

$$\eta_м = N_{инд.д.к}/N_{д.к} = N_{инд.д.к}/(N_{инд.д.к} + N_{тр}), \quad (8.15)$$

где $N_{тр}$ – мощность трения.

У существующих поршневых компрессоров $\eta_м = 0{,}82 \div 0{,}95$, у винтовых $\eta_м = 0{,}92 \div 0{,}98$, причем меньшие значения соответствуют менее быстроходным.

Сопоставляя уравнения (8.11) и (8.15), нетрудно отметить, что

$$\eta_{из} = \eta_{из-инд}\eta_м; \quad (8.16)$$

$$\eta_{ад} = \eta_{ад-инд}\eta_м. \quad (8.17)$$

Винтовые компрессоры без смазывания рассчитываются аналогично поршневым, с учетом больших значений перетеканий газа из полости в полость, которые обусловлены зазорами между роторами, а также между роторами и корпусом.

Особенностью работы винтовых компрессоров с внутренним отводом теплоты сжатия является впрыскивание охлажденного масла в рабочую полость в значительных количествах. Так, при $\varepsilon = 8 \div 9$ масса впрыскиваемого масла в 6–8 раз больше массы сжимаемого воздуха. Впрыскиванием капельной жидкости (масла) в сжимаемый газ в рабочей полости образуется бинарная гетерогенная смесь. Большая поверхность мелких капелек охлажденного масла, распределенных по объему рабочей полости, позволяет отводить от сжимаемого газа большое количество теплоты. Кроме того, впрыскивание масла в рабочую камеру приводит к уменьшению проходных сечений щелей вследствие заполнения их маслом и резко снижает утечки и перетечки. Впрыскиваемое масло отделяется от сжатого газа в специальных устройствах и после охлаждения опять впрыскивается.

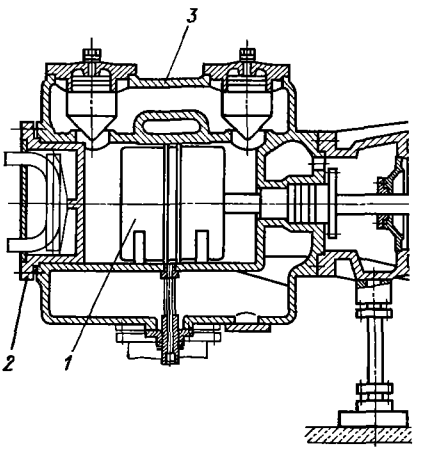


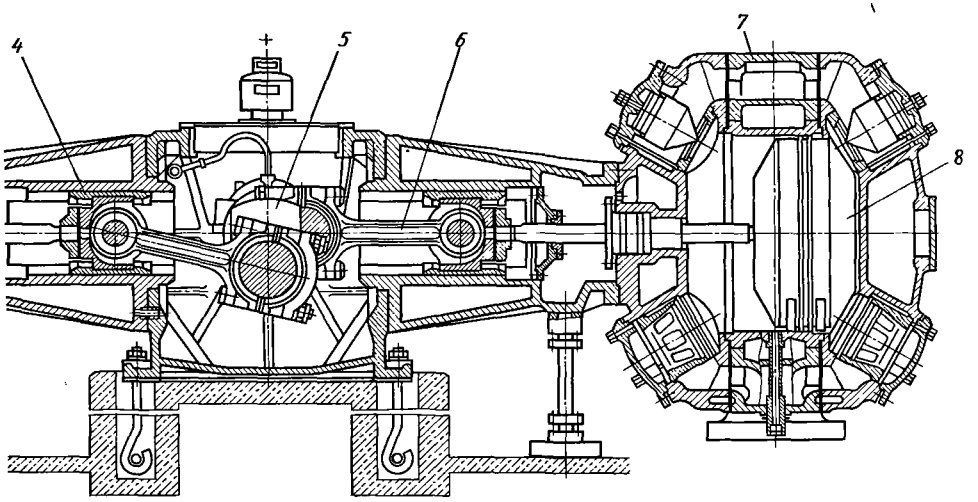
Рис. 8.6.
Двухрядный оппозитный воздушный компрессор 2М10-50/8

Интенсивный внутренний отвод теплоты в маслозаполненных компрессорах снижает показатель политропы сжатия до значений $n = 1{,}1 \div 1{,}15$. При этом повышение температуры масла в рабочей камере $\Delta T_м = 25$ К, а температура нагнетаемого газа не превышает $T_н = 370$ К при $\varepsilon = 8 \div 9$ в одной ступени.

Конструкции объемных компрессоров. Поршневые компрессоры промышленного назначения выпускают в V- и L-образном и оппозитном исполнениях.

На рис. 8.6 показан двухрядный оппозитный воздушный компрессор 2М10-50/8. Производительность этого компрессора составляет 0,83 м^3/с (50 м^3/мин) при давлении нагнетания 0,8 МПа.

Винтовый компрессор – роторный компрессор, в котором рабочие полости образованы корпусом и винтообразными роторами со специальными профилями.



Межступенчатый охладитель располагается над цилиндрами вдоль их осей и опирается на патрубки цилиндров. Цилиндр первой ступени *7* выполнен составным из корпуса, двух конических крышек и «мокрой» втулки, применение которой расширяет возможность унификации, так как путем замены втулки можно изменять диаметр цилиндра. Цилиндр *3* второй ступени выполнен с отъемной торцовой крышкой *2*. Поршень *8* первой ступени в целях уравновешивания инерционных сил максимально облегчен и выполнен сварным, а поршень *1* второй ступени – литым.

База компрессора состоит из чугунной рамы, стального кованого коленчатого вала *5*, установленного в подшипниках скольжения, штампованных шатунов *6*, крейцкопфов *4*, которые воспринимают нормальные силы, возникающие в кривошипно-шатунном механизме, направляющих крейцкопфа и смазочной системы. На этой базе изготовляются «производные компрессоры»: четырехрядный воздушный общего назначения, шестирядный без смазывания на давление 20 МПа для воздухоразделительных установок и другие компрессоры. Они отличаются числом и конструкцией цилиндров, все детали и узлы унифицированы.

В V-образном исполнении выпускаются компрессоры малой производительности мощностью до 30–50 кВт.

Винтовые компрессоры обладают рядом преимуществ перед поршневыми. Они подают потребителю более равномерный поток сжатого газа и не имеют возвратно-поступательно движущихся масс, создающих неуравновешенные силы инерции. Такие компрессоры допускают большие скорости вращения, в них отсутствуют клапаны, представляющие собой наиболее ненадежные узлы поршневых компрессоров. Однако винтовые компрессоры имеют более низний КПД, что объясняется наличием зазоров и, следовательно, большим влиянием на рабочий процесс утечек и перетечек. Они плохо регулируются и поэтому малоэкономичны на нерасчетных режимах, требуют повышенной точности изготовления и сборки, создают большой уровень шума во время работы.

Винтовый компрессор (рис. 8.7) состоит из двух винтообразных роторов: ведущего и ведомого *3*, помещенных в специальную расточку корпуса *1*. Роторы установлены в опорных подшипниках *5* и *6* и имеют упорные подшипники *4*, воспринимающие осевые усилия. Рабочие полости, образованные роторами, корпусом и крышкой, имеют уплотнения *9* на валах роторов. Охлаждение

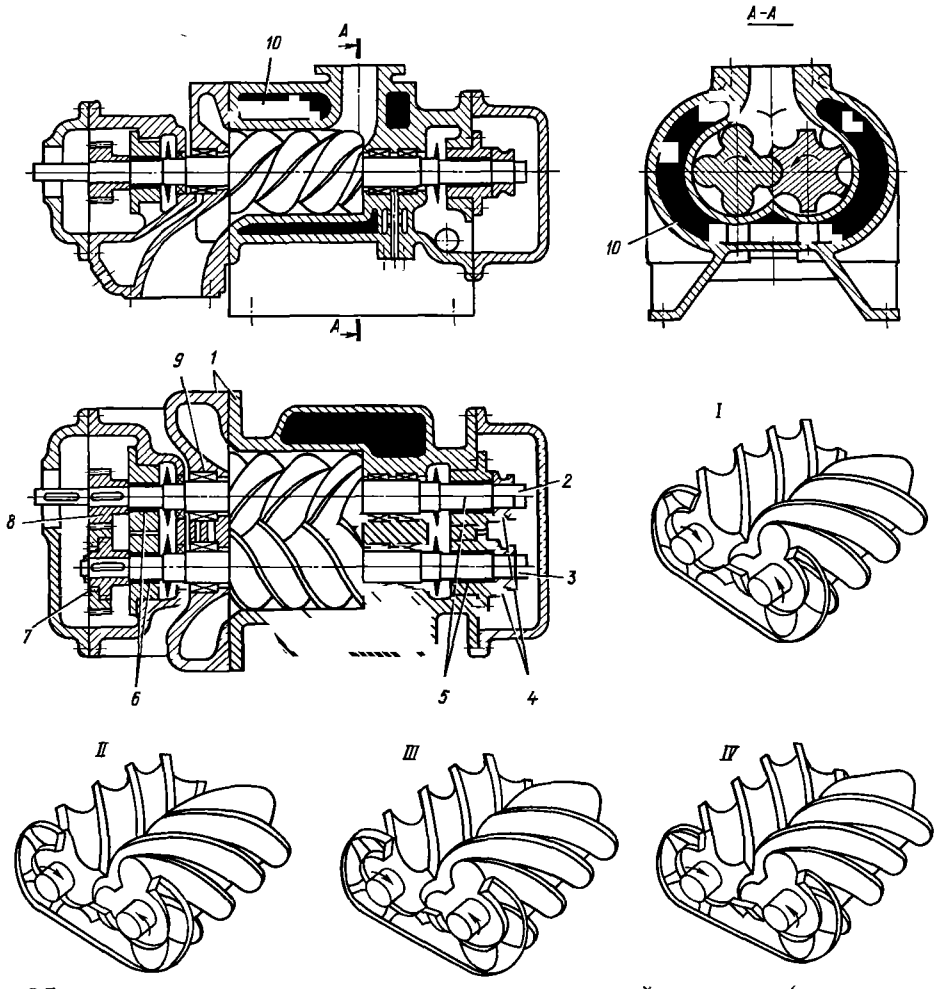


Рис. 8.7.
Устройство и принцип действия винтового компрессора

корпуса осуществляется прокачиванием воды через охлаждающие рубашки *10*.

Роторы компрессоров без смазывания изготовлены таким образом, чтобы между ними и стенками корпуса сохранялись небольшие зазоры (до 0,1 мм и менее) с ограниченными утечками и перетечками через них рабочего тела. Поддержание зазоров между роторами обеспечивается синхронизацией их вращений зубчатыми колесами *7* и *8*. Винты спрофилированы таким образом, что условный контакт (минимальный зазор) между ними происходит по линии, разделяющей полости, образованные впадинами по обе стороны условной контактной линии. По мере вращения ротора объем впадин перед линией контакта увеличивается (положение *I*), чем обеспечивается всасывание газа через окна, расположенные в торце, затем объем полостей впадин за условной линией контакта уменьшается (положения *II – IV*), происходит сжатие газа, и, когда нагнетательное окно откроется, сжатый газ подается потребителю.

Наибольшее распространение получили так называемые маслозаполненные

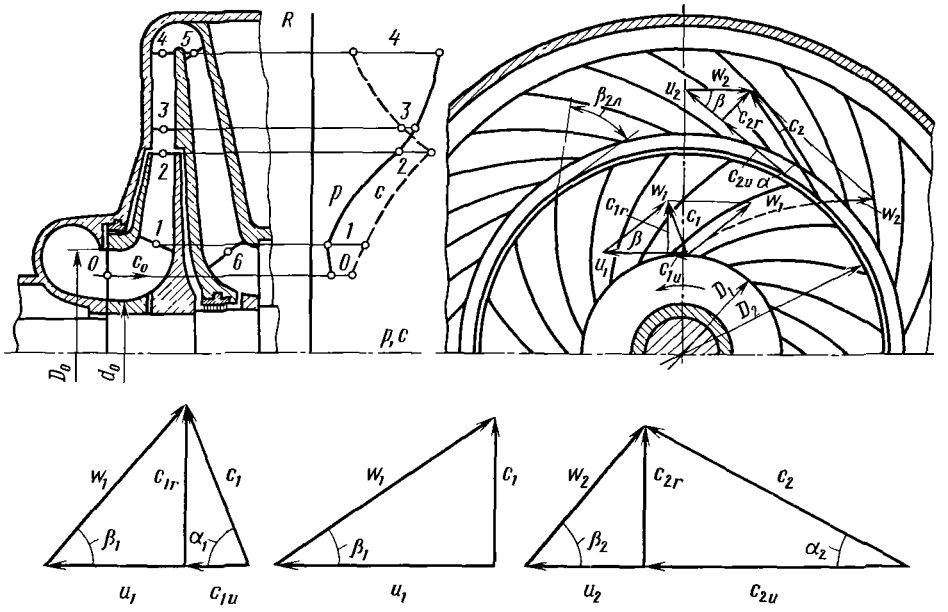
компрессоры. В рабочие полости таких машин постоянно впрыскивается значительное количество масла, что позволяет допускать контакт между роторами. Поэтому в маслозаполненных компрессорах отсутствуют синхронизирующие зубчатые колеса. Окружные скорости на наружном диаметре роторов в маслозаполненных машинах составляют 30–50 м/с, т. е. в 2–2,5 раза меньше, чем в компрессорах без смазывания.

Производительность одноступенчатых винтовых компрессоров без смазывания составляет 0,15–12 м^3/с при давлении нагнетания до 0,4 МПа, маслозаполненных машин – 0,1–1 м^3/с при давлении нагнетания до 1 МПа. Максимальное давление нагнетания многоступенчатых винтовых компрессоров достигает 4,5 МПа.

Рис. 8.8.
Схема ступени центробежного компрессора и треугольники скоростей на входе и выходе из рабочего колеса

Центробежные компрессоры

Ступень центробежного компрессора, показанная на рис. 8.8, имеет рабочее колесо, представляющее собой вращающуюся лопаточную систему. Сжимаемый газ поступает в рабочее колесо из камеры всасывания. Давление при этом падает, так как скорость газа на пути *01* возрастает при постоянстве полного давления. В рабочем колесе (участок *12*) под действием центробежных сил происходит повышение давления и кинетической энергии газа. На выходе из рабочего колеса абсолютная скорость газа достигает максимального значения в проточной части компрессора. Безлопаточный диффузор (участок *23*) служит для частичного преобразования кинетической энергии за рабочим колесом в потенциальную, т. е. в статическое давление, а также для выравнивания скоростей потока перед входом в лопаточный диффузор (участок *34*). В последнем вследствие увеличения проходного



Центробежный компрессор – компрессор, в котором силовое воздействие на газ осуществляется вращающимися лопатками.

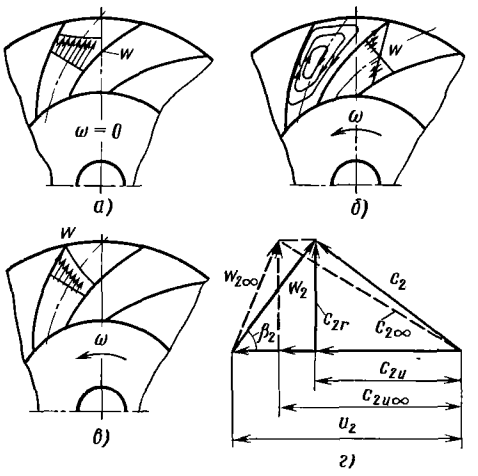


Рис. 8.9.
Схема течения газа в межлопаточном канале рабочего колеса с конечным числом лопаток

сечения практически заканчивается преобразование кинетической энергии газа в статическое давление. Затем поток газа поворачивается по направлению к центру (участок *45*) и входит в обратно направляющий аппарат (участок *56*), по которому с небольшим изменением скорости подается к рабочему колесу следующей ступени. В одноступенчатых машинах сразу за лопаточным диффузором устанавливается выходное устройство (улитка). В многоступенчатых компрессорах улитка располагается за диффузором последней ступени.

Теоретический напор, т. е. работа, подведенная к 1 кг газа, развиваемый одной ступенью центробежного компрессора,

$$H_\infty = 0{,}5\,(u_2^2 - u_1^2) + 0{,}5\,(w_1^2 - w_{2\infty}^2) + \\ + 0{,}5\,(c_{2\infty}^2 - c_1^2)\ . \qquad (8.18)$$

Причем первые два слагаемых составляют полный статический напор $H_{ст}$, развиваемый колесом, а последнее слагаемое определяет динамический напор $H_д$. Первое слагаемое в уравнении (8.18) соответствует повышению статического давления за счет уменьшения относительной скорости движения газа от w_1 до $w_{2\infty}$ в канале колеса, происходящего вследствие изменения сечения канала, и возрастания плотности ρ газа при сжатии, т. е. уменьшения удельного объема v газа.

Уравнение (8.18) может быть приведено к формуле Эйлера

$$H_\infty = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}, \qquad (8.19)$$

где c_{2u} и c_{1u} – проекции соответствующих абсолютных скоростей на направление переносной скорости.

Отношение теоретического статического напора $H_{ст}$, развиваемого в колесе, к полному теоретическому напору ступени называют кинематической степенью реактивности (кинематическим коэффициентом реактивности) $\rho_к = H_{ст}/H_\infty$. Для рабочих колес с нормально загнутыми назад лопатками, у которых угол $\beta_{2л}$ выхода лопаток (см. рис. 8.8) находится в пределах $35-50°$, $\rho_к = 0{,}7 \div 0{,}6$, причем при увеличении $\beta_{2л}$ значение $\rho_к$ уменьшается. Теоретический напор определяется при течении без трения в колесе с бесконечно большим числом лопаток, обеспечивающим выход газа в любой точке окружности колеса под одним и тем же углом $\beta_{2\infty}$, равным углу выхода лопаток $\beta_{2л}$.

В действительном центробежном компрессоре рабочее колесо имеет конечное число лопаток, и потому поток газа в каналах вращающегося рабочего колеса следует рассматривать в виде потока, проходящего неподвижные каналы между лопатками ($\omega = 0$), на который накладывается поток во вращающемся колесе с закрытым входом и выходом. Распределение скоростей в потоке газа через неподвижный канал показано на рис. 8.9, *а*. В закрытой полости канала вращающегося колеса течение газа получает циркуляционный характер (рис. 8.9, *б*) – осевой вихрь. Направление такого вихря противоположно направлению вращения рабочего колеса. Результат наложения полей скоростей для этих случаев (рис. 8.9, *в*) свидетельствует о том,

что осевой вихрь деформирует треугольники скоростей (рис. 8.9, *г*), вследствие чего напор уменьшается до значения

$$H_z = \mu_ц H_\infty, \qquad (8.20)$$

где $\mu_ц = c_{2u}/c_{2u_\infty}$ – коэффициент циркуляции, в первом приближении значение $\mu_ц = 0{,}85 \div 0{,}95$.

Рабочие процессы в проточной части действительного компрессора протекают с потерями. Гидравлические потери в камере всасывания связаны с несовершенством организации подвода газа к колесу. Гидравлические потери в рабочем колесе обусловлены поворотами потока газа, трением при течении газа в межлопаточном пространстве, а также ударом на входе потока в колесо. При изменении количества протекающего воздуха изменяется относительная скорость w_1, и треугольник скоростей деформируется (рис. 8.8, *б*). При подводе потока также возможны некоторые отклонения направления относительной скорости w от направления кромки лопатки, в результате чего появляется окружная составляющая скорости c_{1u} (рис. 8.8, *б*). Отношение $\varphi = c_{1u}/u$ – коэффициент закрутки на входе, в среднем для вентиляторов $\varphi = 0{,}3$, для компрессоров $\varphi = 0{,}15$. Потери в диффузоре состоят из потерь на трение и вихреобразование.

Гидравлические потери уменьшают напор H_z [см. уравнение (8.20)] до значения H, причем отношение H/H_z называется гидравлическим или газодинамическим КПД,

$$\eta_г = H/H_z = (H_z - \Delta H)/H_z = \\ = 1 - \Delta H/H_z, \qquad (8.21)$$

где ΔH – суммарные потери напора в проточной части, для различных конструкций компрессоров $\eta_г = 0{,}75 \div 0{,}9$.

Потери, обусловленные внутренними перетеканиями через уплотнения, связаны с образованием потоков *1* и *2* (рис. 8.10, *а*), которые увеличивают расход газа в колесе и в диффузоре, а следовательно, затраты энергии на привод компрессора.

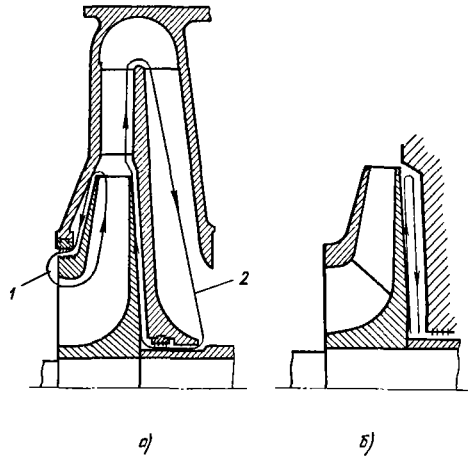


Рис. 8.10.
Схемы движения потоков, вызывающих потери в центробежных компрессорах

Потери от трения дисков образуются в зазорах между нерабочей стороной диска и корпусом. Частицы газа, примыкающие к поверхности диска, под действием центробежной силы отбрасываются на периферию (рис. 8.10, *б*). В связи с тем, что на периферии давление больше, чем у втулки, частицы возвращаются с периферии к втулке вдоль неподвижной стенки. В действительности частицы газа также движутся вместе с диском по окружности, поэтому полное движение этих частиц происходит по сложной спирали. Работа, затраченная на поддержание такого циркуляционного движения, и составляет потери от трения дисков. Потери трения дисков о воздух приводят к дополнительному расходу мощности

$$N_{тр} = K\,(u_2/100)^3\, D_2^2 \rho_{2к}, \qquad (8.22)$$

где $\rho_{2к}$ – плотность газа по состоянию после выхода из рабочего колеса; K – коэффициент, который выбирается в зависимости от числа Re и шероховатости поверхности или подсчитывается в виде отношения $K = 13{,}5/\mathrm{Re}_u^{0{,}2}$, где Re_u – число Рейнольдса, подсчитанное по u_2 и D_2.

Потери с выходной скоростью $c_к$ газа на выходе из машины не позволяют

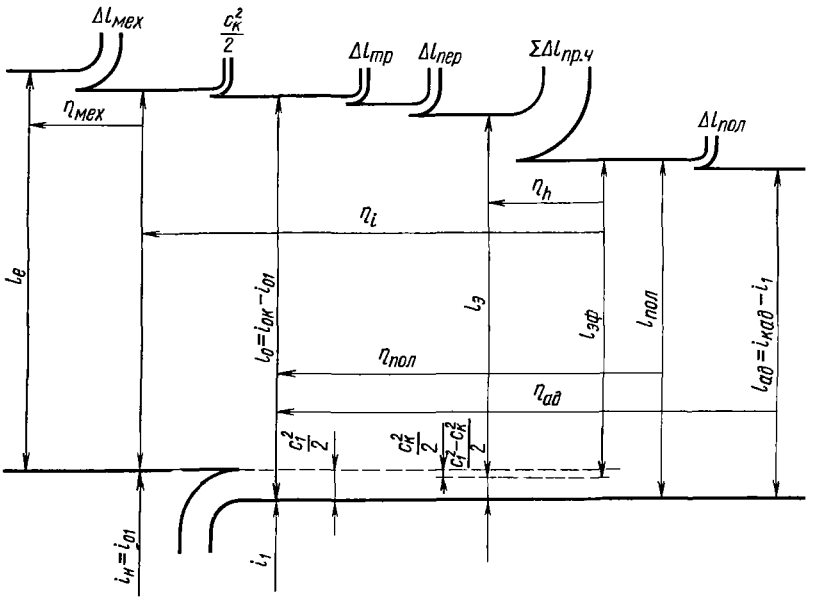


Рис. 8.11.
Энергетический баланс ступени центробежного компрессора

использовать удельную энергию выходящего газа $0{,}5c_к^2$. Для уменьшения этих потерь скорость в выходном патрубке желательно снижать до скорости газа в трубопроводе.

Энергетическое совершенство ступени центробежного компрессора оценивают несколькими КПД, определяемыми на основе энергетического баланса ступени, отнесенного к 1 кг газа (рис. 8.11). Часть подведенной к валу машины работы l_e расходуется на механические потери $\Delta l_{мех}$, потери от трения дисков о газ $\Delta l_{тр}$, потери от перетеканий $\Delta l_{пер}$, гидравлические потери в проточной части $\Sigma\Delta l_{пр.ч}$, потери с выходной скоростью. Адиабатная работа $l_{ад}$ отличается от политропной $l_{пол}$ на величину $\Delta l_{пол}$. На основе рис. 8.11 можно установить все КПД и определить потери, учитываемые каждым из них. Так, гидравлический или газодинамический КПД $\eta_г = l_{эф}/l_э$; внутренний КПД $\eta_i = l_{эф}/l_0$; политропный КПД $\eta_{пол} = l_{пол}/l$; адиабатный КПД $\eta_{ад} = l_{ад}/l$.

Рабочие колеса компрессоров выполняют с лопатками, загнутыми вперед (рис. 8.12, *в*); с радиально оканчивающимися лопатками (рис. 8.12, *б*) и с загнутыми назад лопатками (рис. 8.12, *а*).

Если для радиального безударного входа принять $c_1 \approx c_{1r} \approx c_{2r}$, то степень реактивности $\rho_к = 1 - 0{,}5c_{2u}/u_2$ в основном зависит от отношения скоростей c_{2u}/u_2. При $\beta_{2л} = 90°$ (рис. 8.12, *б*) $\rho_к \approx \approx 0{,}5$; при $\beta_{2л} > 90°$ (рис. 8.12, *в*) $\rho_к < 0{,}5$ и при $\beta_{2л} < 90°$ (рис. 8.12, *а*) $\rho_к > 0{,}5$. В существующих машинах скорость c_{1u} весьма мала, поэтому на основании формулы (8.19) при $c_{1u} = 0$ напор H_∞ можно определять произведением

$$H_\infty = u_2 c_{2u\infty}. \qquad (8.23)$$

Из треугольников скоростей (рис. 8.12) видно, что для $\beta_{2л} = 90°$ (радиально оканчивающиеся лопатки) $c_{2u\infty} = u_2$, для $\beta_{2л} > 90°$ (загнутые вперед лопатки) $c_{2u\infty} > u_2$, для $\beta_{2л} < 90°$ (загнутые назад лопатки) $c_{2u\infty} < u_2$.

Таким образом, теоретический полный напор ступени при одинаковых окружных скоростях u_2 оказывается самым большим в колесе с загнутыми вперед лопатками и малым в колесе с лопатками, загнутыми назад. Однако в колесах

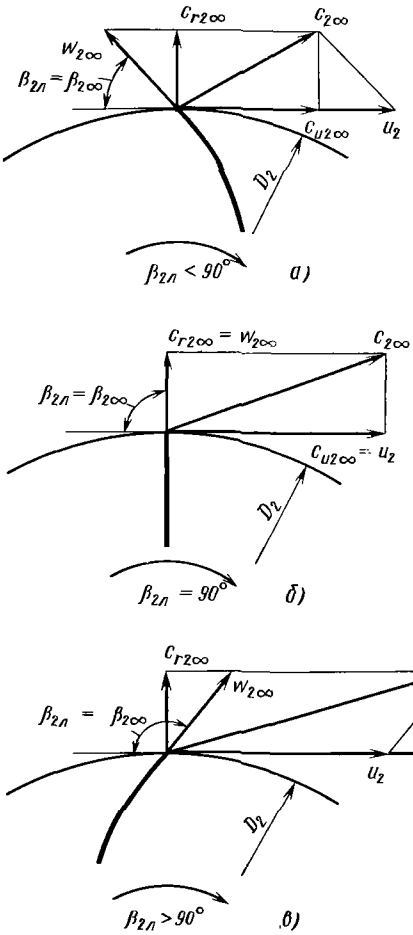


Рис. 8.12.
Типы лопаток рабочих колес центробежного компрессора

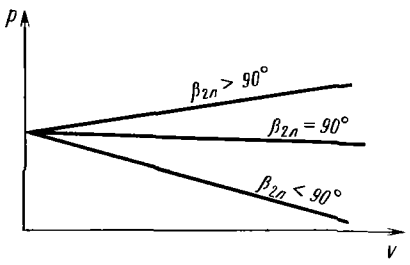


Рис. 8.13.
Теоретические напорные характеристики

с лопатками, загнутыми назад, большая часть полного напора превращается в статическое давление непосредственно в рабочем колесе, в то время как из большого полного напора, получаемого в колесах с лопатками, загнутыми вперед, меньшая часть превращается в давление в рабочем колесе. Превращение большого полного напора, получаемого в колесах с загнутыми вперед лопатками, в статическое давление сопровождается большими потерями вследствие больших скоростей. Особенно велики эти потери у высоконапорных машин, и потому колеса с лопатками, загнутыми вперед, применяются только в вентиляторах. В компрессорах и нагнетателях применяются колеса с лопатками, загнутыми назад.

Основными характеристиками центробежных компрессоров являются: напорная (зависимость давления или напора от расхода), мощностная (зависимость мощности от расхода) и характеристика экономичности (зависимость КПД от расхода). При помощи уравнения (8.23) можно показать, что теоретическая напорная характеристика (рис. 8.13) представляет собой линейную зависимость между давлением (напором) и расходом, причем наклон этой характеристики зависит от угла выхода лопатки $\beta_{2л}$. Действительная напорная характеристика (рис. 8.14) отличается от теоретической (рис. 8.13) на величину потерь *1*, обусловленных конечным числом лопаток, гидравлических потерь *2*, пропорциональных квадрату скорости u, следовательно, квадрату V, а также потерь *3* на удар при входе, которые тем существеннее, чем больше отклонение расхода от расчетного значения.

При работе центробежных компрессоров на сеть рабочая точка N находится наложением характеристики сети OM на напорную характеристику компрессора KN'. Пересечение характеристик машины и сети определяет рабочую точку N, в которой давление, развиваемое компрессором, равно противодавлению сети при одинаковых расходах.

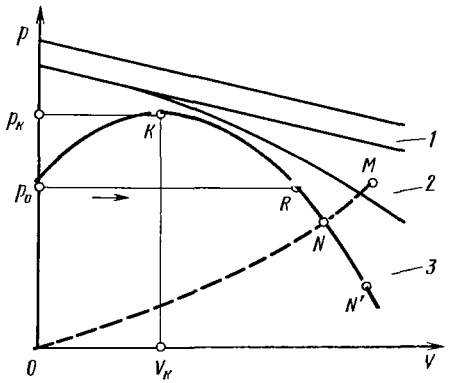
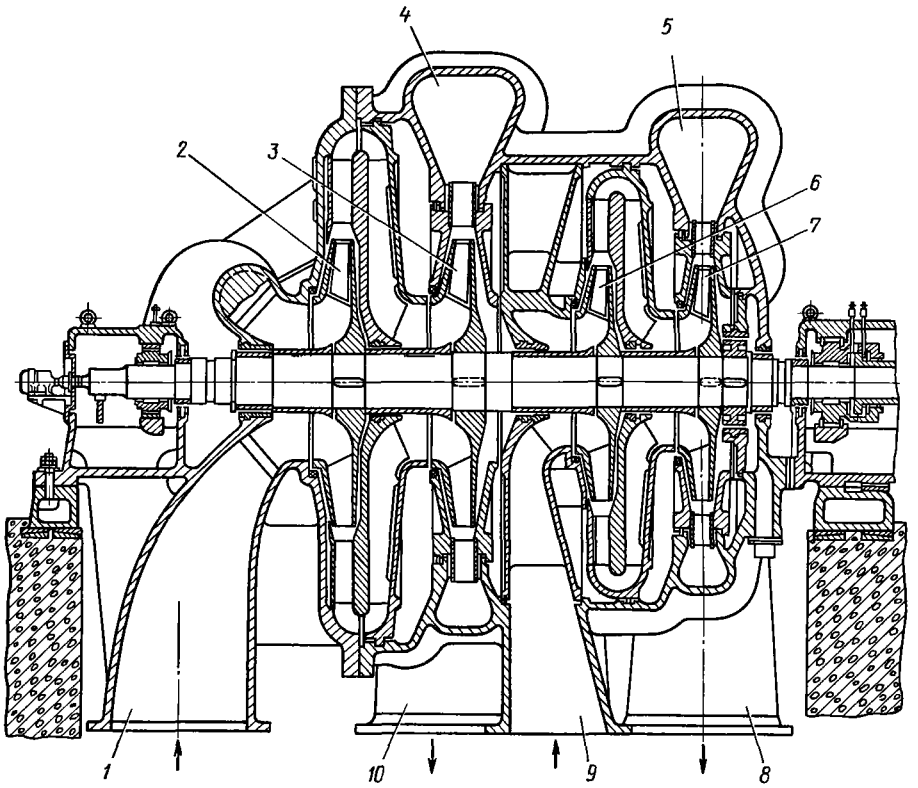


Рис. 8.14.
Действительная напорная характеристика

При повышении сопротивления в сети ее параболическая характеристика протекает круче, и рабочая точка перемещается в область более высоких давлений и меньших расходов. При чрезмерно больших сопротивлениях рабочая точка может переместиться до критической точки K, соответствующей максимальному давлению, которое может развивать центробежный компрессор. Дальнейшее увеличение сопротивления сети машина не может преодолеть, поэтому ветвь напорной характеристики левее точки является зоной неустойчивой работы.

Повышение давления до критической точки K связано с явлением помпажа, при котором компрессор не может преодолеть увеличивающееся давление на выходе и прекращает подачу сжатого газа, хотя ротор продолжает вращаться. Рабочей точкой, соответствующей $V = 0$, становится точка p_0. Так как в этот момент давление в сети $p_{кр}$ выше давления p_0, развиваемого компрессором

Рис. 8.15.
Многоступенчатый центробежный компрессор



без подачи воздуха, газ поступает из сети в машину. Одновременно газ из сети подается к потребителю, в связи с чем давление в сети падает, и машина вновь начинает создавать давление, но ее рабочая точка при этом, определяемая давлением p_0, смещается на устойчивую ветвь характеристики, и рабочая точка переносится в точку R. Характеристика сети опять становится круче, и вновь рабочая точка перемещается к параметрам $p_{кр}$ и $V_{кр}$, процесс обратного поступления газа в машину повторяется. Явление помпажа вызывает тряску компрессора и может привести к поломке лабиринтных уплотнений, подшипников и т. д. Особенно опасно явление помпажа в высоконапорных машинах. Поэтому центробежные компрессоры снабжаются автоматической системой антипомпажной защиты.

Для получения повышенного давления газа используют многоступенчатые центробежные компрессоры. Вследствие повышения температуры газа при сжатии сжатый газ необходимо охлаждать через определенное число ступеней. Многоступенчатые центробежные компрессоры без промежуточного охлаждения принято называть нагнетателями, а с промежуточным охлаждением – компрессорами.

На рис. 8.15 показан четырехступенчатый компрессор К-3250-41-2, предназначенный для подачи воздуха в доменную печь. Воздух всасывается через входное устройство *1*, последовательно сжимается в двух ступенях с рабочими колесами *2* и *3* одинакового диаметра и собирается в улитке *4*, из которой через патрубок *10* направляется в межступенчатый охладитель (на рис. 8.15 не показан). После охлаждения в межступенчатом охладителе воздух поступает во входное устройство *9* второй секции и сжимается в третьей и четвертой ступенях сжатия с рабочими колесами *6* и *7* одинакового диаметра, который отличается от диаметра колес первой и второй ступени. Сжатый воздух собирается в улитке *5* и отводится через патрубок *8*.

8.2. Холодильные и криогенные машины и установки

Искусственное охлаждение

Охлаждение достигается естественным путем с минимальными затратами энергии и средств в тех случаях, когда есть возможность использовать для охлаждения тел или машин такие природные среды, как воздух, вода, земля, лед и снег. Для обеспечения искусственного охлаждения необходима существенно большая затрата энергии. Теплоту, отведенную от тела в процессе искусственного охлаждения, обычно называют холодом.

Холодопроизводительность характеризует количество холода и измеряется в ваттах и киловаттах. Теоретически минимальная удельная мощность, требующаяся для получения 1 Вт холодопроизводительности, равна обратной величине холодильного коэффициента холодильной машины Карно.

Зависимости коэффициента φ удельных затрат мощности при производстве холода от температуры T показаны на рис. 8.16. Искусственно охладить какое-либо тело можно различными способами. Так, можно осуществлять процессы (или циклы), в результате которых уменьшается внутренняя энергия тела или его энтальпия, а следовательно, температура. Более унифицированным является способ, который предполагает,

Охлаждение – отвод теплоты от тел и передача ее другим телам или в окружающую среду.

Холодопроизводительность – количество теплоты, отводимое холодильной машиной в единицу времени при температуре ниже температуры окружающей среды.

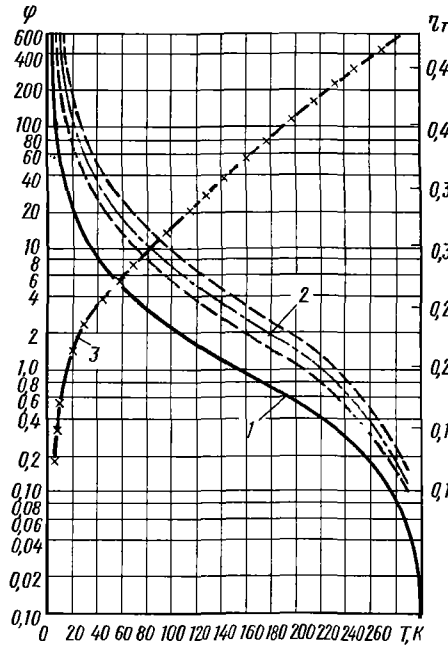


Рис. 8.16.
Зависимости коэффициента φ удельных затрат мощности при производстве холода от температуры T при температуре окружающей среды $T_o = 300$ К:
1 – теоретически минимальные значения $\varphi_{min} = (T_o - T)/T$; *2* – диапазон реальных значений φ; *3* – ориентировочные средние значения степени термодинамического совершенства реальных установок $\eta_т = \varphi_{min}/\varphi$

что используется промежуточное рабочее тело, совершающее последовательную совокупность процессов (обычно замкнутый цикл), в результате которых теплота может быть сначала передана от охлаждаемого тела промежуточному рабочему телу цикла, а затем в окружающую среду или другому телу.

Современная техника позволяет получать любые низкие температуры. Вся область низких температур условно делится на три диапазона: умеренно низкие (273 – 120 К), криогенные (120 – 0,5 К) и сверхнизкие (0,5 → 0 К). Чем ниже температура, тем бо́льшие затраты энергии и материалов для получения холода, тем выше стоимость 1 Вт холодопроизводительности.

Выбор средств и способов искусственного охлаждения осуществляется с учетом требующейся холодопроизводительности, температуры охлаждения, параметров приемника теплоты, скорости охлаждения, автономности, габаритных и массовых характеристик, энергозатрат, токсичности, отсутствия вибраций и целого ряда других возможных специальных требований. Так, не следует использовать охлаждающие среды или установки с температурами существенно более низкими, чем необходимые по техническим (технологическим) условиям. Например, воду охлаждать или замораживать жидким азотом нецелесообразно.

Однако при замораживании биологических материалов и продуктов питания важную роль играет темп охлаждения, зависящий от температуры охлаждающей среды. В результате обеспечиваются те или иные качественные характеристики охлаждаемых сред.

Известны различные методы понижения температуры тел, использованные в разное время на протяжении более чем стопятидесятилетней истории развития техники низких температур. Каждый метод основывается на определенном физическом процессе, при котором в адиабатных условиях температура понижается, а в изотермных поглощается теплота. Таких процессов немного, но для каждой области техники низких температур характерны определенные процессы получения холода, приведенные ниже:

квазиравновесное расширение газов и паров с совершением внешней работы (расширение в машинах-детандерах), $T = 5 \div 300$ К;

неравновесное расширение газов и паров с совершением внешней работы (выхлоп или свободный выпуск газов из объема), $T = 5 \div 300$ К;

дросселирование газов и паров в области состояний, где температура понижается при дросселировании (область

ограничена кривой инверсии); $T = 3 \div 300$ К;

откачка (испарение) насыщенных паров кипящей жидкости, $T = 0{,}5 \div 300$ К;

откачка паров плавящихся или сублимирующихся кристаллов (плавление и сублимация), $T = 3 \div 300$ К;

волновые процессы расширения газов (с отводом теплоты), $T = 10 \div 300$ К;

температурное расслоение закрученных газовых потоков при расширении в вихревых трубах, $T = 20 \div 300$ К;

температурное расслоение в пульсирующем объеме газа, $T = 10 \div 300$ К;

расширение газов без изменения внутренней энергии (из объема в объем), $T = 10 \div 300$ К;

десорбция (откачка адсорбата с поверхности адсорбента), $T = 4 \div 300$ К;

смешение (растворение) веществ в жидких, твердых и газообразных состояниях, образующих смеси или растворы с большей теплоемкостью, чем сумма парциальных теплоемкостей компонентов, T до 0,002 К;

прохождение тока через спаи разнородных полупроводников дырчатого и электронного типа (эффект Пельтье), $T = 150 \div 300$ К;

размагничивание парамагнетиков, $T = 0{,}02 \div 300$ К;

размагничивание ядер, обладающих магнитным моментом, $T = 2 \cdot 10^{-5}$ К;

сжатие смеси твердого и жидкого ^{3}He при $T < 0{,}32$ К;

перетекание сверхтекучей компоненты He – II через тонкие капилляры (механокалорический эффект в He – II);

эффект Эттингсгаузена, $T \approx 150$ К;

переход сверхпроводников в нормальное состояние, $T = 5 \div 18$ К;

электротермические эффекты, $T = 20 \div 300$ К.

Перечисленные выше процессы с соответствующими рабочими телами могут быть применены как для одноразового охлаждения, так и непрерывного, осуществляемого с помощью различных циклов. При организации циклов низкотемпературных установок возникают принципиальные особенности, обусловленные тем, что теплоту, передаваемую от охлаждаемого тела рабочему телу цикла, необходимо вывести в окружающую среду. При этом энтальпия рабочего тела цикла должна быть уменьшена. Поэтому в низкотемпературных циклах важную роль имеют не только процессы, сопровождающиеся понижением температуры в адиабатных условиях или поглощением теплоты в изотермных условиях, но и процессы с уменьшением энтальпии, благодаря которым непрерывно генерируется холодопроизводительность в цикле.

Процессы для получения холода в циклах

Для непрерывного искусственного охлаждения в низкотемпературных установках реализуются различные циклы с разными рабочими телами. Любой цикл включает несколько процессов, и, по крайней мере, один из них должен сопровождаться эффектом понижения температуры в адиабатных условиях или поглощением теплоты в изотермных. Если подобный процесс в цикле протекает при изотермных условиях, то именно в этом процессе теплота от охлаждаемого тела передается в цикл. Если процесс протекает в адиабатных условиях, то теплота вводится в цикл к рабочему телу, охлажденному после этого процесса. Из числа других процессов, которые используются в циклах, наиболее распространенными являются сжатие газов и паров, охлаждение или конденсация сжатого рабочего тела и передача теплоты сжатия в окружающую среду или какому-либо приемнику теплоты, процессы регенеративного теплообмена. На основе любого метода получения холода может быть осуществлено большое количество однородных циклов.

Любой цикл холодильной или криогенной установки содержит холодопроизводящий процесс (или совокупность процессов), обеспечивающий непрерывное получение холода. В низкотемпера-

турных циклах с потоком рабочего тела холодопроизводящими процессами являются процессы внешнего взаимодействия (или энергетического разделения), в результате которых энтальпия потока рабочего тела (или его части) уменьшается. Без холодопроизводящих процессов осуществить непрерывное охлаждение невозможно. Однако следует отметить, что процессы, сопровождающиеся понижением температуры, могут не быть холодопроизводящими. Например, при дросселировании энтальпия не меняется, и процесс дросселирования, хотя он и может сопровождаться понижением температуры, не является холодопроизводящим. При кипении хладагента в испарителе его энтальпия увеличивается за счет подвода теплоты от охлаждаемого тела. Процесс в испарителе также не является холодопроизводящим, хотя непосредственно в этом процессе осуществляется передача теплоты от охлаждаемого тела в цикл.

Уменьшение энтальпии потока рабочего тела в цикле можно обеспечить путем создания условий для совершения потоком работы и передачи ее во внешнюю среду или условий для передачи теплоты от потока или его части внешним телам. В обоих случаях часть энергии рабочего тела будет передана во внешнюю среду, и его энтальпия уменьшится. Поэтому как для теории низкотемпературных циклов, так и для практики важное значение имеют рабочие процессы холодильных и криогенных машин, обеспечивающие уменьшение энтальпии рабочего тела при внешних взаимодействиях. К их числу относятся процессы сжатия и охлаждения сжатого в компрессоре рабочего тела, процессы в конденсаторах, процессы детандирования, охлаждения дополнительными внешними источниками холода и динамические процессы температурного расслоения, при которых происходит энергетическое разделение потока. Именно эти процессы являются холодопроизводящими и обеспечивают непрерывную генерацию холода в цикле.

Важное значение для низкотемпературных машин и установок имеют и другие процессы, и в первую очередь сопровождающиеся в адиабатных условиях эффектом понижения температуры. Некоторые из них являются одновременно и холодопроизводящими процессами, например, расширение газов и паров с совершением внешней работы – детандирование. Процесс дросселирования хотя и не является холодопроизводящим, но обеспечивает необходимое изменение температуры рабочего тела в циклах. Процессы испарения (плавления, сублимации), адсорбции, растворения обеспечивают возможность передачи теплоты в цикл от охлаждаемого тела при определенной его температуре. В низкотемпературных установках широко используются также процессы рекуперации холода (теплоты) в рекуперативных и регенеративных теплообменных аппаратах, где происходит теплообмен между потоками рабочего тела и, таким образом, обеспечивается достижение заданной низкой температуры. Важное значение эффективность процессов рекуперации холода имеет для криогенных циклов и установок, работающих на уровне температур ниже 40 К и особенно ниже 5 К.

При определении холодопроизводительности какого-либо конкретного действительного цикла необходимо вычислить изменение энтальпии рабочего тела в холодопроизводящих процессах. Для наиболее часто используемых холодопроизводящих процессов изменение энтальпии находится следующим образом.

Процессы сжатия и охлаждения сжатого газа. Общее изменение энтальпии без учета утечек в этих процессах (рис. 8.17)

$$-(\Delta i)_{\text{сж.охл}} = i_{1'} - i_1.$$

Компрессор может быть охлаждаемым и неохлаждаемым. Уменьшение энтальпии в процессах сжатия и охлаждения принципиально не всегда возможно. Если $i_1 < i_{1'}$ ($\Delta i < 0$), то в результате

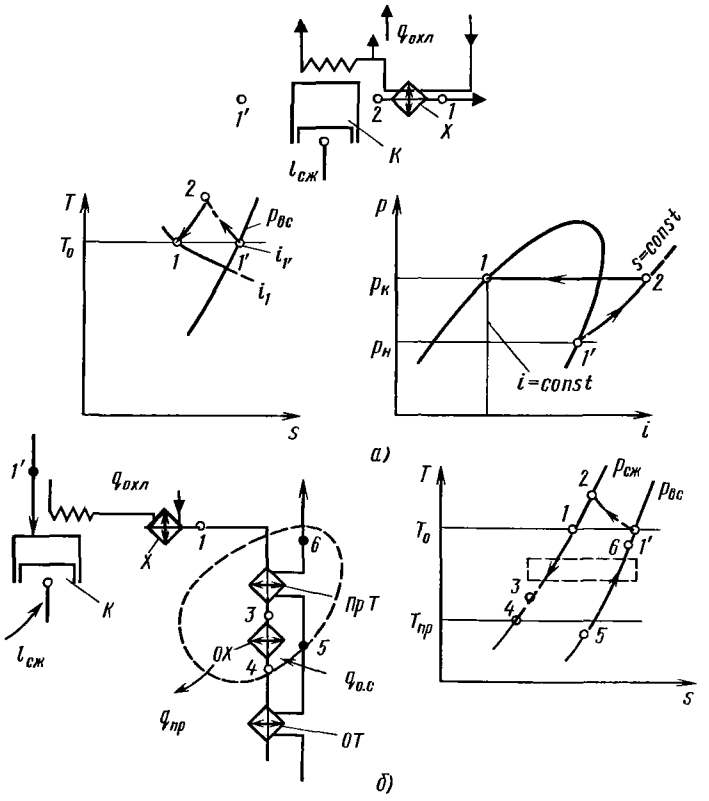


Рис. 8.17.
Схемы и диаграммы процессов сжатия и охлаждения сжатого газа:
К – компрессор; *Х* – холодильник или конденсатор: *ОХ* – охладитель; *ОТ* – основной теплообменник; *ПрТ* – предварительный теплообменник

осуществления совокупности этих процессов в цикле может быть получена холодопроизводительность, например, на единицу массы (или объема) сжатого и охлаждаемого рабочего тела:

$$q_i = -(\Delta i)_{сж.охл}. \qquad (8.24)$$

После охлаждения в холодильнике *Х* или конденсаторе (процесс *21*) температура T_0 рабочего тела еще не понижена до необходимой величины (рис. 8.17, *а*). Холодопроизводительность принципиально может быть реализована, и холод может быть получен на различных температурных уровнях, например, при понижении давления в дросселе. Минимально возможная температура после дросселя определяется температурой насыщения при давлении после дросселирования. В зависимости от свойств конкретного рабочего тела цикла для достижения минимальной температуры может потребоваться рекуперативный теплообменник для понижения температуры перед дросселем, применение которого характерно для криогенных установок. В холодильных машинах минимальная возможная температура достигается без использования рекуператоров, непосредственно сразу после дросселирования сконденсированного в конденсаторе рабочего тела. Чтобы увеличить изменение энтальпии сжатого газа, т. е. холодопроизводительность цикла, можно воспользоваться дополнительно более холодными внешними источниками

охлаждения (рис. 8.17, *б*). Такое охлаждение называется обычно предварительным.

Процесс предварительного охлаждения. В этом процессе изменение энтальпии рабочего тела равно количеству теплоты, отведенной в охладителе на температурном уровне предварительного охлаждения,

$$q_{\text{пр}} = -(\Delta i)_{34} = i_3 - i_4. \qquad (8.25)$$

Следует обратить внимание на то, что при заданной или выбранной температуре предварительного охлаждения $T_{\text{пр}}$ значение T_4, а следовательно, i_4 определено только условиями полноты теплообмена в охладителе *ОХ*. В то же время значения T_3 и i_3 должны быть найдены из уравнения баланса энергий для подсистемы, ограниченной на схеме рис. 8.17, *б* штриховой линией, включающей предварительный теплообменник *ПрТ*. Таким образом, величина $q_{\text{пр}}$ зависит от свойств рабочего тела, давления сжатия и расширения, температуры $T_{\text{пр}}$ притока теплоты $q_{\text{о.с}}$ из окружающей среды и условий теплообмена (недорекуперациями) в теплообменниках установки.

Процесс детандирования. Изменение энтальпии (без учета утечек и теплопритоков) при детандировании (рис. 8.18, *а*)

$$-\Delta i_{\text{д}} = i_1 - i_2 = (i_1 - i_{2s})\,\eta_s,$$

где η_s – адиабатный КПД детандера, для поршневых детандеров обычно $\eta_s = 0{,}7 \div 0{,}9$; для турбодетандеров $\eta_s = 0{,}65 \div 0{,}87$.

Если количество расширяющегося в детандере газа составляет часть D сжатого газа в компрессоре, то количество генерированного холода на единицу массы (или объема) сжимаемого газа

$$q_{\text{д}} = D(-\Delta i_{\text{д}}) = D(i_1 - i_{2s})\,\eta_s. \qquad (8.26)$$

В процессах детандирования получение холода и понижение температуры происходит одновременно. Наиболее низкая достигаемая температура равна температуре насыщения рабочего тела при давлении после расширения. Процессы детандирования очень широко применяются в криогенной технике и сравнительно редко в холодильной.

Процесс выхлопа. В этом процессе единица массы расширяющегося газа совершает работу против сил противодавления $p_{\text{к}}$ (рис. 8.18, *б*)

$$l_{\text{г}} \approx p_{\text{к}}(v_{\text{к}} - v_{\text{н}}).$$

Индексы «к» и «н» – соответственно конечное и начальное состояния.

Если этот процесс включен в цикл с потоком рабочего тела (условия открытой системы), то удельная холодопроизводительность процесса определяется изменением энтальпии

$$-\Delta i_{\text{в}} = i_{\text{н}} - i_{\text{к}} = v_{\text{н}}(p_{\text{н}} - p_{\text{к}}).$$

В тех случаях, когда процесс выхлопа реализуется в условиях закрытой системы (не повторяющийся одноразовый выпуск газа из сосуда), холодопроизводительность определяется величиной изменения внутренней энергии

$$-\Delta u_{\text{в}} = u_{\text{н}} - u_{\text{к}} \approx p_{\text{к}}(v_{\text{к}} - v_{\text{н}}).$$

Если в процессе выхлопа расширяется только часть B от сжимаемого газа, то удельная холодопроизводительность процесса в цикле (на единицу массы сжимаемого газа)

$$q_B = B(-\Delta i_{\text{в}}) = B v_{\text{н}}(p_{\text{н}} - p_{\text{к}}). \qquad (8.27)$$

Процесс температурного (энергетического) разделения потока. Газ в этом процессе разделяется на две части (рис. 8.18, *в*). Механизм вихревого течения газа в энергетическом разделителе обеспечивает передачу энергии от одной части потока другой, в результате чего температура одной части уменьшается, а другой увеличивается. Холодная часть μ может быть использована для охлаждения. Удельная холодопроизводительность на единицу массы расширяющегося газа

$$q_{\text{э.р}} = \mu(-\Delta i_{\text{х}}) = \mu(i_{\text{вх}} - i_{\text{х}}). \qquad (8.28)$$

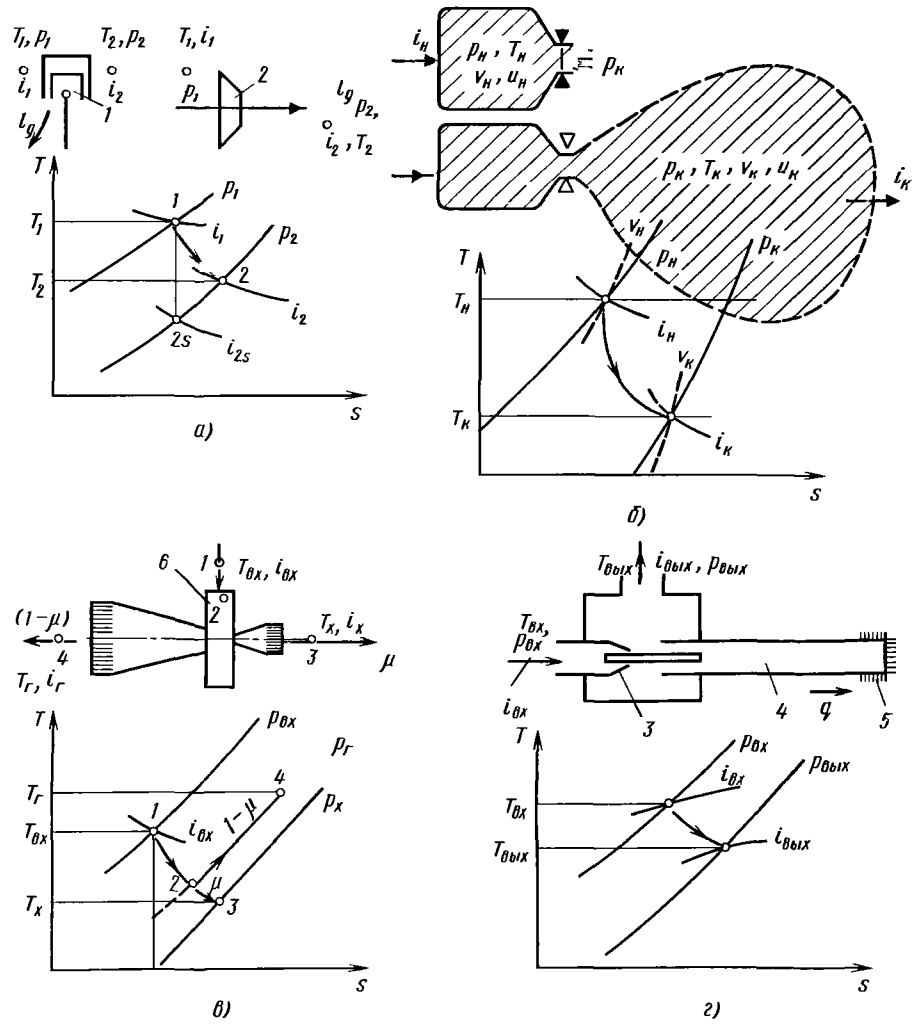


Рис. 8.18.
Схемы и *sT*-диаграммы различных процессов, происходящих с понижением энтальпии:
а – детандирования в поршневом детандере и турбодетандере; *б* – выхлопа; *в* – энергетического разделения газового потока в вихревой трубе (уменьшение парциальной энтальпии); *г* – волнового расширения;
1 – поршневой детандер; *2* – турбодетандер; *3* – сопло; *4* – резонатор;
5 – теплообменник; *6* – вихревая труба

Эта величина тождественно равна парциальному изменению энтальпии горячего потока $(1 - \mu)(i_г - i_{вх})$.

Процесс волнового расширения газа. Схема волнового процесса показана на рис. 8.18, *г*. В резонаторе *4* генерируется интенсивный колебательный процесс, в результате которого появляется возможность передать часть энергии газа в виде теплоты q внешнему приемнику с более высокой температурой, чем температура газа на входе в резонатор. Удельная холодопроизводительность

$$q_{вл} = -\Delta i_{вл} = i_{вх} - i_{вых} = q. \qquad (8.29)$$

Суммарное действительное уменьше-

ние энтальпии рабочего тела во всех холодопроизводящих процессах цикла, приведенное к одному килограмму (или м^3) сжимаемого рабочего тела, дает удельную холодопроизводительность цикла (в Дж/кг)

$$q_ц = \Sigma \Delta i_х. \qquad (8.30)$$

Полная холодопроизводительность определяется произведением

$$Q_ц = mq_ц,$$

где m – масса циркулирующего в цикле рабочего тела, кг/с.

Полезная удельная холодопроизводительность

$$q = q_ц - \Sigma q_п = \Sigma \Delta i_х - \Sigma q_п, \qquad (8.31)$$

где $\Sigma q_п$ – сумма удельных потерь реально генерированного холода, приведенная к 1 кг (или 1 м^3) сжимаемого рабочего тела.

Полная полезная холодопроизводительность $Q = mq$. Обычно сумма потерь холода $\Sigma q_п$ обусловлена притоком теплоты $q_{о.с}$ из окружающей среды, неполным теплообменом в рекуператорах ($q_{рек}$), утечками или натечками ($q_{ут}$) и другими причинами. Следовательно,

$$\Sigma q_п = q_{о.с} + q_{рек} + q_{ут} + \ldots \qquad (8.32)$$

Потери холода возникают также при использовании в циклах крионасосов, крионагнетателей, вследствие внутренних тепловыделений, например, при адсорбции, конверсии или окислении. При расчете холодильных установок потери холода вычисляются или принимаются по опытным данным. Для установок с существенно различающимися рабочими температурами значения потерь одного и того же вида различны.

На рис. 8.19 показано изменение энтальпии рабочего тела в циклах с дросселем и детандером. Из энергетического баланса действительной ступени охлаждения с дросселем (рис. 8.19, *а*) при отсутствии утечек

$$q = i_{вх} - i_{вых} - q_{о.с}. \qquad (8.33)$$

Потери $q_{рек}$ от недорекуперации учтены значением $i_{вых}$. Очевидно, что в данном случае холод может быть произведен только при $i_{вх} < i_{вых}$, т. е. если теплота $q_{охл}$, отведенная от сжатого рабочего тела в холодильнике *2*, больше затраченной на сжатие работы $l_{сж}$,

$$q_ц = (q_{охл} - l_{сж}) > 0. \qquad (8.34)$$

Однако не любое рабочее тело и не при любых параметрах отвечает этому условию. Поэтому выбор рабочего тела при создании низкотемпературных циклов с дросселированием играет большую роль. Следует отметить возможность использования в качестве рабочих тел холодильных и криогенных установок специальных смесей, обладающих выгодными для целей производства холода термодинамическими свойствами.

Из энергетического баланса действительной ступени охлаждения с детандером без учета утечек (рис. 8.19, *б*)

$$q = (i_{вых} - i_{вх}) + l_{дет} - q_{о.с}. \qquad (8.35)$$

В этом цикле эффективным холодопроизводящим процессом является детандирование. Если при этом одновременно выполняется неравенство (8.34), то холод вырабатывается в цикле не только при детандировании, но и при сжатии и охлаждении, как в цикле с дросселем. Однако разность энтальпий $i_{вых} - i_{вх}$ может быть и отрицательной. В этом случае появляется дополнительная потеря холодопроизводительности, которую приходится компенсировать холодом, вырабатываемым детандером.

Сложные циклы холодильных и криогенных установок могут включать несколько ступеней охлаждения с детандерами, дросселями и предварительным охлаждением. Методы определения их холодопроизводительности подобны приведенным выше.

Иногда применяются низкотемпературные устройства одноразового действия, в которых эффект охлаждения достигается при одноразовом осуществлении процессов, сопровождающихся

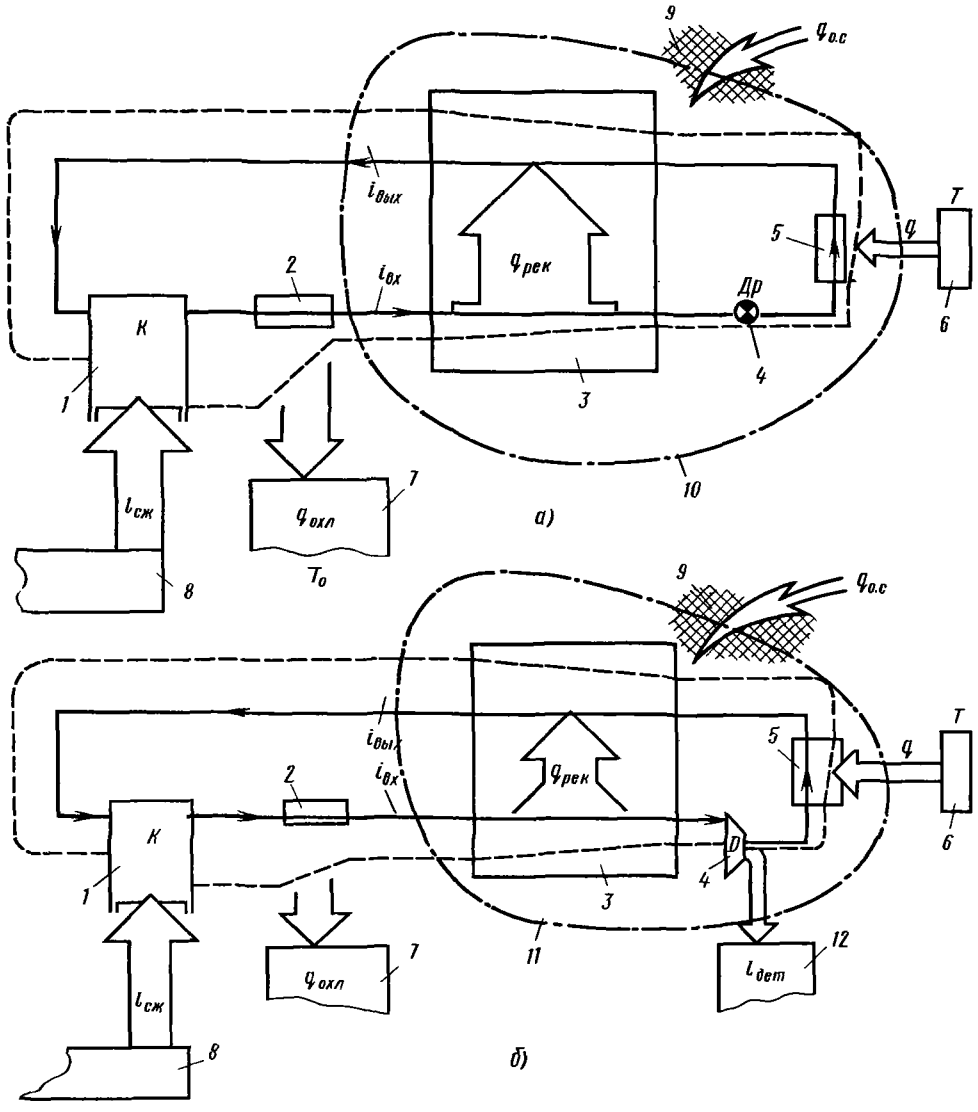


Рис. 8.19.
Изменение энтальпии реального рабочего тела в регенеративном рефрижераторном цикле:

а – с дросселированием; *б* – с детандером; *1* – компрессор; *2* – холодильник или конденсатор; *3* – рекуперативный теплообменник; *4* – дроссель; *5* – теплообменник нагрузки или испаритель; *6* – охлаждаемое тело; *7* – приемник теплоты; *8* – источник энергии; *9* – изоляция; *10* – ступень охлаждения с дросселем; *11* – ступень охлаждения с детандером; *12* – приемник работы детандера; $l_{сж}$ – работа сжатия; $q_{охл}$ – теплота, отводимая в холодильнике; $q_{рек}$ – теплота, передаваемая в рекуператоре; q – теплота, отводимая от охлаждаемого тела; $q_{о.с}$ – приток теплоты через изоляцию из окружающей среды; $i_{вх}$ и $i_{вых}$ – энтальпия потока рабочего тела соответственно на входе и выходе из ступени охлаждения; $l_{дет}$ – работа детандера

понижением температуры. Обычно полное количество холода в этих случаях можно определить как произведение запаса массы рабочего тела на среднюю удельную величину теплового эффекта процесса: $Q_x = mq$. Следует иметь в виду, что тепловые эффекты процессов в закрытых и открытых системах различны.

Изложенное дает основание ввести общую простую термодинамическую классификацию циклов холодильных и криогенных установок непрерывного производства холода и разделить их на циклы с отводом энергии в форме работы или теплоты, а также работы и теплоты вместе. Существует классификация циклов по назначению, согласно которой различают рефрижераторные циклы, ожижительные циклы и циклы технологических установок. Кроме того, в названии циклов и установок часто указывается род рабочего тела (фреоновые, аммиачные, гелиевые, водородные установки и циклы), уровень давления сжатия и получаемого холода (циклы высокого, среднего и низкого давления, циклы холодильных установок, криогенных установок и т. п.), а также тип расширительного устройства или предварительного охлаждения (циклы с детандерами, с дросселем, с аммиачным или азотным охлаждением и т. п.) и даже способ организации цикла (циклы с каскадным расширением газа в детандерах, циклы с детандером на обратном потоке и т. п.).

Термодинамическое совершенство реальных холодильных и криогенных установок

Для работающих низкотемпературных рефрижераторных установок обычно известными являются полезная холодопроизводительность Q на уровне температуры T и потребляемая мощность $N_д$, для низкотемпературных технологических установок — производительность по продукту и потребляемая мощность. Эффективность низкотемпературных технологических установок, например, установок для разделения воздуха, получения газообразных или жидких продуктов разделения, на практике часто оценивается удельным расходом энергии $E_д$ (в кВт·ч/кг или кВт·ч/м^3). Сравнительная оценка удельной холодопроизводительности ожижительных установок иногда производится по коэффициенту ожижения (отношение доли ожиженного газа к 1 кг сжимаемого газа).

Эффективность установок, вырабатывающих холод при одинаковой температуре, оценивается либо холодильным коэффициентом $\varepsilon_x = Q/N_д = q/\bar{N}_д$ (отношение 1 Вт холодопроизводительности к 1 Вт мощности), либо удельным расходом энергии $\varphi = N_д/Q = \bar{N}_д/q$ (отношение 1 Вт мощности к 1 Вт холодопроизводительности). Диапазон реальных значений φ при производстве холода на разных температурных уровнях можно оценить по кривой *2* (см. рис. 8.16).

Установки, вырабатывающие холод на разных температурных уровнях, и технологические низкотемпературные установки оцениваются по степени их термодинамического совершенства

$$\eta_т = \varepsilon_x/\varepsilon_{x\,max} = \varphi_{min}/\varphi = N_{min}/N_д, \qquad (8.36)$$

где $\varepsilon_{x\,max}$ и φ_{min} — величины ε_x и φ для термодинамически абсолютно совершенной установки, в которой тот же эффект достигается с минимальной затратой энергии.

Здесь

$$\varphi_{min} = N_{min}/Q = \bar{N}_{min}/q;\ \varepsilon_{x\,max} = Q/N_{min} = q/\bar{N}_{min}. \qquad (8.37)$$

Значением $\eta_т$ учитываются все потери мощности как внутренние, присущие внутренним рабочим процессам, так и внешние, обусловленные конкретными условиями использования вырабатываемого холода, т. е. условиями сопряжения установки с охлаждаемыми или термостатируемым телом, а также с окружающей средой.

Для конкретных задач величина φ_{min} (или N_{min}) имеет различные значения и вычисляется следующим образом.

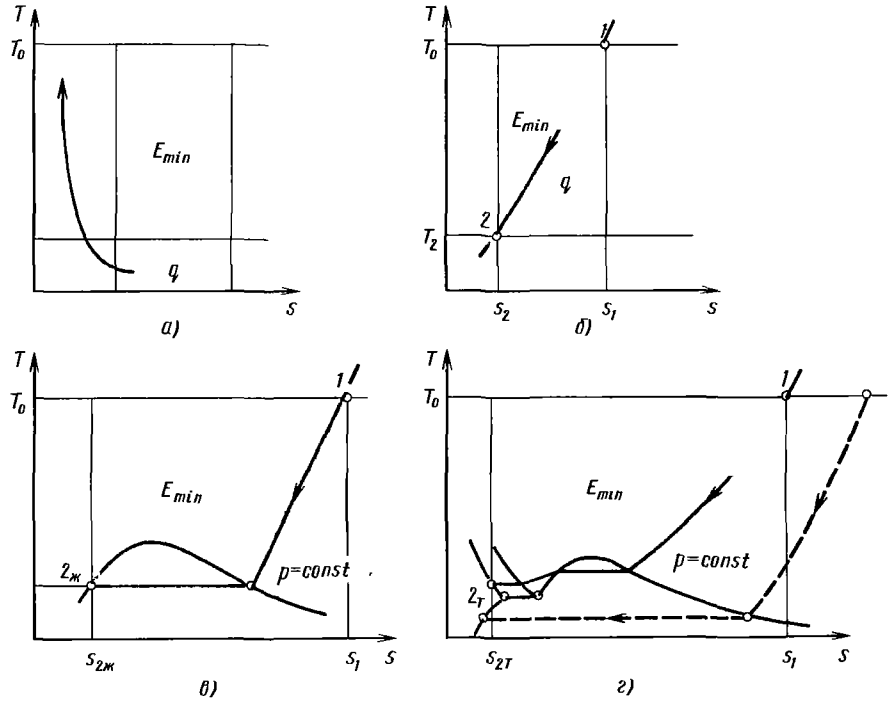


Рис. 8.20.
Представление в sT-координатах минимальной энергии E_{min}, необходимой для осуществления различных процессов:
а — термостатирования и конденсации; *б* — охлаждения; *в* — ожижения; *г* — отвердевания и вымораживания

Криостатирование обеспечивает передачу теплоты q, выделяющейся внутри или притекающей снаружи из-за несовершенства изоляции, в окружающую среду (рис. 8.20, *а*). В процессах фазового перехода первого рода чистых веществ теплота фазового перехода ($\lambda = q$) отводится (или сообщается) также при $T =$ = const, если давление постоянное. Для этих задач

$$\varphi_{min} = E_{min}/q = (T_0 - T/T), \qquad (8.38)$$

где E_{min} – минимально необходимые затраты энергии для осуществления процесса; T_0 – температура приемника теплоты (часто это средняя температура окружающей среды).

Реальные значения степени термодинамического совершенства существующих установок можно оценить по кривой 3 (см. рис. 8.16).

Охлаждение и ожижение газов (или вымораживание) достигается с помощью холодильных или криогенных установок. Степень термодинамического совершенства реальной установки удобно определять путем сопоставления удельных действительных затрат энергии на единицу массы или объема охлаждаемого или жидкого продукта с минимально необходимыми. В этом случае

Криостатирование – поддержание охлажденных тел при постоянной низкой температуре.
Охлаждение и ожижение газов – понижение температуры газов при $p =$ const или $v =$ const вплоть до температуры конденсации и их конденсация.

$$\eta_т = E_{min}/E_д. \quad (8.39)$$

При охлаждении теплота отводится и температура тела непрерывно понижается (при постоянном давлении или объеме) от первоначального значения T_0 до T_2 (рис. 8.20, *б*). Если теплота передается от тела в окружающую среду обратимым путем, то

$$(E_{min})_{p=const} = T_0(s_1 - s_2) - (i_1 - i_2);$$
$$(E_{min})_{v=const} = T_0(s_1 - s_2) - (u_1 - u_2). \quad (8.40)$$

В эти формулы входят параметры охлаждаемого тела. При ожижении (рис. 8.20, *в*) газ вначале охлаждается при $p = const$ (или $v = const$) до температуры конденсации, а затем отводится теплота конденсации. Минимально необходимый удельный расход энергии в этом случае определяется разностью $E_{min} = T_0(s_1 - s_{2ж}) - (i_1 - i_{2ж})$. Значения минимально необходимой и действительно затрачиваемой энергии при ожижении некоторых газов даны в табл. 8.1 ($p = 0{,}1$ МПа, $T_0 = 300$ К).

Для отвердевания и вымораживания (последний процесс протекает при давлении, меньшем давления тройной точки) минимальная необходимая удельная энергия (см. рис. 8.20, *г*) определяется разностью

$$(E_{min})_{p=const} = T_0(s_1 - s_{2т}) - (i_1 - i_{2т}).$$

Действительно необходимая мощность $N_д$ превышает минимальную N_{min} на величину потерь $N_п$ вследствие необратимости рабочих процессов в элементах установки, поэтому $N_д = N_{min} + N_п$.

Основными источниками необратимости в реальных установках являются механическое трение и трение в газовых и жидкостных потоках, неравновесный теплообмен, неравновесное смешение, утечки и неравновесные взаимодействия потоков. Если установка состоит из i элементов, то действительно необходимая мощность определяется суммой

$$N_д = N_{min} + m_к T_0 \Sigma \delta s_i, \quad (8.41)$$

где $m_к$ – количество рабочего тела, сжимаемого в компрессоре в единицу времени; $\Sigma \delta s_i$ – суммарное приращение энтропии на один килограмм рабочего тела, сжимаемого в компрессоре, во всех i элементах установки в результате необратимых процессов, протекающих в этих элементах, включая теплообмен с окружающей средой и охлаждаемым или термостатируемым телом.

Для какого-либо элемента установки отношение $\delta s_i / \Sigma \delta s_i = \overline{\delta s_i}$ – безразмерный коэффициент, определяющий относительный «вклад» этого элемента в общую необратимость, а отношение

Таблица 8.1

Газ	Удельный расход энергии				Ориентировочные значения $\eta_т$
	минимальный E_{min}		ориентировочный действительный $E_д$		
	кВт·ч/л	кВт·ч/кг	кВт·ч/л	кВт·ч/кг	
Метан	0,13	0,306	0,3 – 0,5	0,71 – 1,18	0,425 – 0,255
Воздух	0,179	0,205	0,8 – 1,1	0,92 – 1,15	0,223 – 0,186
Азот	0,177	0,219	0,8 – 1,1	0,99 – 1,36	0,221 – 0,162
Кислород	0,202	0,177	–	–	–
	0,267	0,234	1,1 – 1,4*	0,96 – 1,25	0,242 – 0,19
Водород	0,235	3,32	1	14,1	0,23
Гелий	0,237	1,895	2,25 – 2,7	18 – 21,6	0,105 – 0,088

* При извлечении из воздуха с учетом энергии на разделение, которая составляет примерно 30% энергии на ожижение

$\frac{m_к T_0 \delta s_i}{(N_д - N_{min})} = \overline{\delta N_i}$ – коэффициент, определяющий часть затраченной мощности на компенсацию необратимости рабочего процесса в этом элементе установки. Величины $\overline{\delta s_i}$ и $\overline{\delta N_i}$ позволяют получить количественную оценку распределения потерь энергии в реальных установках.

Если холодильная или криогенная установка работают благодаря подводу теплоты от источника, температура которого выше температуры окружающей среды T_0, то для оценки степени термодинамического совершенства таких установок удобно использовать эксергетический анализ.

Холодильные машины и установки

Отечественная промышленность выпускает холодильные установки в широком диапазоне температур конденсации $T_к$ и испарения $T_и$ с поршневыми или винтовыми компрессорами, а также с турбокомпрессорами, холодопроизводительностью от нескольких ватт до 6500 кВт. Наряду с компрессорными машинами выпускаются теплоиспользующие абсорбционные бромисто-литиевые и пароводяные эжекторные холодильные машины. Производятся холодильные установки для ожижения углекислоты и производства сухого льда, льдогенераторы, термобарокамеры, кондиционеры, тепловые насосы и другое оборудование. В нашей стране впервые были созданы оригинальные регенеративные воздушные холодильные машины с вакуумным циклом. Широкое применение получило использование холода на транспорте. Серийно выпускаются судовые, автомобильные, железнодорожные и другие транспортные холодильные установки. В большом количестве производятся бытовые холодильники и кондиционеры разнообразных типов.

Развитие холодильного машиностроения идет по пути создания компрессоров с встроенными электродвигателями не только для малых, но и средних, а также крупных агрегатов. Это позволяет уменьшить размеры машин, улучшить охлаждение обмоток электродвигателя, повысить их надежность и уменьшить стоимость. Возрастающая потребность в больших количествах искусственного холода обусловливает развитие турбохолодильных машин большой мощности. Важное значение приобретают холодильные машины, работающие за счет использования вторичных энергоресурсов. Тепловые насосы находят применение для отопления и кондиционирования жилых помещений. Большинство холодильных машин полностью автоматизированы с регулируемой холодопроизводительностью, чем обеспечивается сокращение затрат на обслуживание.

Эффективность работы холодильной установки в значительной степени зависит от свойств используемого в ней хладагента. Наиболее распространенными хладагентами являются фреон 12 (*R*12), фреон 22 (*R*22) и аммиак (*R*717). Кроме того, рабочими телами в холодильных машинах служит вода (*R*718) в абсорбционных бромисто-литиевых и пароэжекторных машинах, пропан (*R*290) в пропановых турбохолодильных установках, воздух в воздушных холодильных машинах, полупроводники в малогабаритных холодильных установках и приборах, а также хладагенты фреон 13 (*R*13), фреон 142 (*R*142) и др. К основным требованиям, предъявляемым к хладагенту, следует отнести: обеспечение высокой термодинамической эффективности всех рабочих процессов и цикла в целом в заданном диапазоне температур; доступность; нетоксичность; инертность к конструкционным материалам и маслам; пожаро- и взрывобезопасность.

Для производства холода в диапазоне температур $T_и = 238 \div 218$ К при температуре конденсации $T_к \leqslant 323$ К используется холодильная двухступенчатая машина АКД-130-7-4 (рис. 8.21), холодопроизводительность которой $Q = 157$ кВт при $T_и = 233$ К (точка *A*, рис. 822)

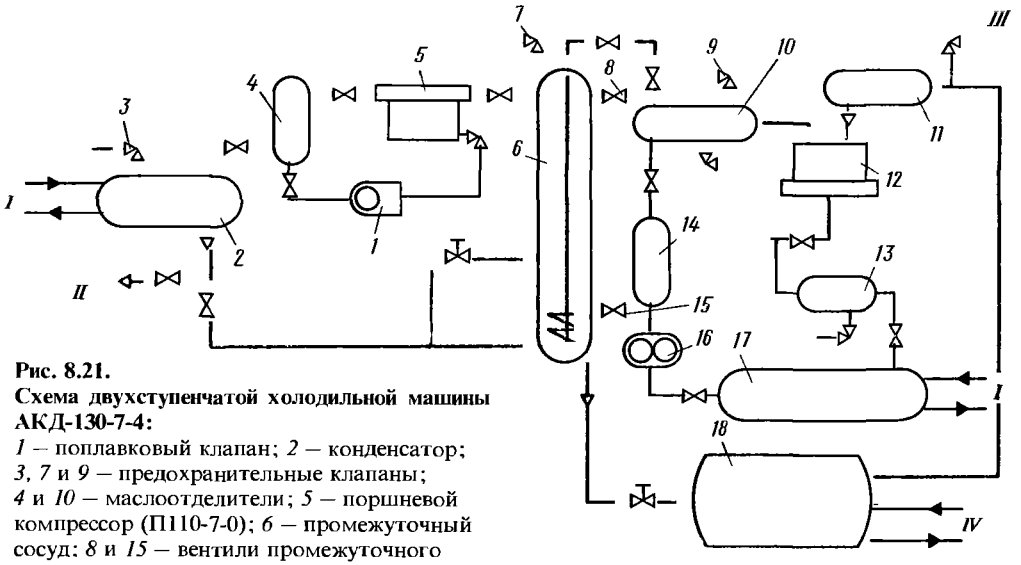


Рис. 8.21.
Схема двухступенчатой холодильной машины АКД-130-7-4:
1 – поплавковый клапан; *2* – конденсатор; *3*, *7* и *9* – предохранительные клапаны; *4* и *10* – маслоотделители; *5* – поршневой компрессор (П110-7-0); *6* – промежуточный сосуд: *8* и *15* – вентили промежуточного испарителя; *11* и *13* – ресиверы; *12* – винтовой компрессор (ВХ350-7-4); *14* – фильтр; *16* – масляный насос; *17* – охладитель масла; *18* – испаритель; *I* – вода; *II* – рассол; *III* – заправка; *IV* – рассол

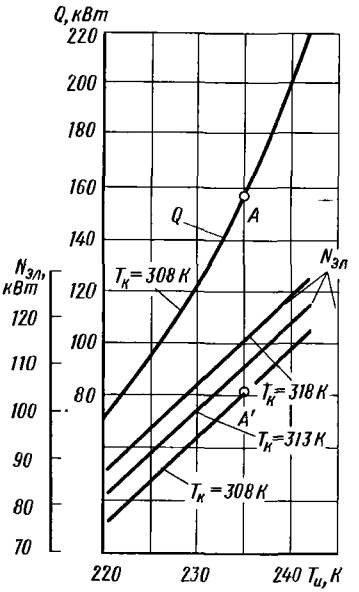


Рис. 8.22.
Характеристики машины АКД-130-7-4 (зависимости Q и $N_{эл}$ от $T_и$ при разных значениях температуры $T_к$ конденсации)

и $T_к = 308$ К (точка A'), потребляемая мощность примерно 100 кВт и масса 5,7 т. Изменение характеристик в зависимости от $T_к$ и $T_и$ приведено на рис. 8.22. В винтовой компрессор *12* (см. рис. 8.21) первой ступени (ВХ350-7-4), ротор которого вращается с частотой 3000 об/мин, засасываются пары аммиака из испарителя *18* и сжимаются до давления 0,35–0,5 МПа. После маслоотделителя *10* пары аммиака поступают в промежуточный сосуд *6* для охлаждения до температуры насыщения при давлении сжатия. Из промежуточного сосуда *6* насыщенный пар аммиака засасывается в порщневый компрессор *5* второй ступени (П110-7-0), работающий с частотой вращения 1500 об/мин, сжимается в нем до давления 1,17–2,05 МПа и направляется в маслоотделитель и конденсатор *2*. Основная часть жидкого аммиака после конденсатора переохлаждается в змеевике промежуточного сосуда *6* и дросселируется в испаритель *18*. Часть жидкого аммиака (около 20–30%) дросселируется в промежуточный сосуд и кипит там в ре-

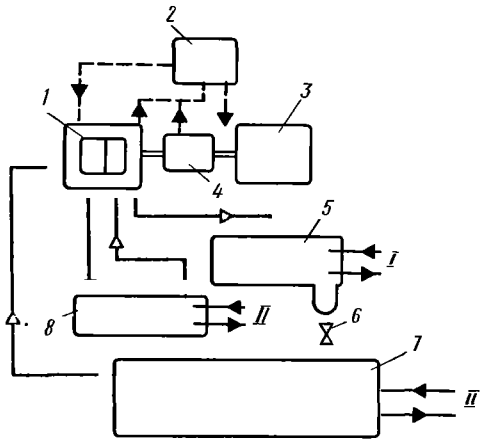


Рис. 8.23.
Принципиальная схема турбохолодильной машины ХТМФ-235-М-2000:
1 — турбокомпрессор; *2* — система подачи и охлаждения масла; *3* — электродвигатель; *4* — редуктор; *5* — конденсатор; *6* — дроссель; *7* — испаритель; *8* — промежуточный холодильник; *I* — вода; *II* — рассол

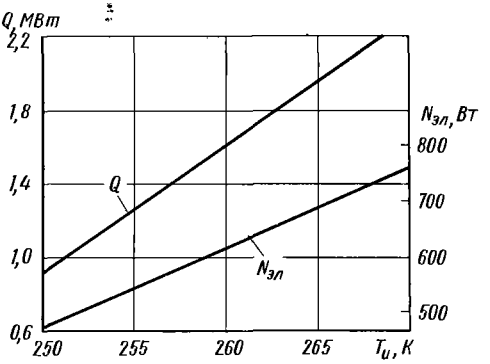


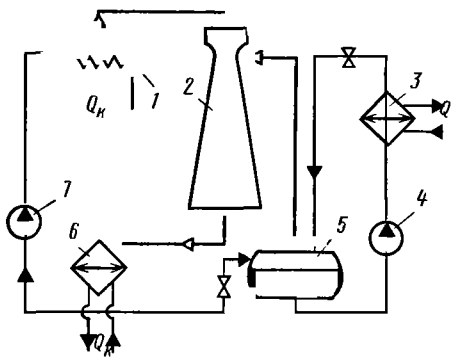
Рис. 8.24.
Характеристики турбохолодильной машины ХТМФ-235-М-2000

зультате подвода теплоты от паров после сжатия в первой ступени и от жидкости после конденсатора. Машина может иметь два испарителя, т. е. производить холод на двух уровнях температуры (температура кипения во втором испарителе соответствует промежуточному давлению). Расход аммиака в коммуникациях низкого и высокого давления различен.

Холодильные установки выпускаются и с турбокомпрессорными машинами. К их числу относится турбохолодильная машина ХТМФ-235-М-2000 (рис. 8.23) с турбокомпрессором (частота вращения ротора 10 500 об/мин), работающая на *R* 12 в диапазоне температур испарения 273 – 258 К. Ее номинальная холодопроизводительность 1,7 МВт (при $T_и$ = = 268 и $T_к$ = 301 К) и потребляемая электродвигателем мощность 800 кВт. Общая масса 32 т, наружный диаметр колеса турбокомпрессора 350 мм. Характеристика машины показана на рис. 8.24.

Принцип действия эжекторной холодильной машины может быть рассмотрен на примере пароэжекторной холодильной машины «17Э» (рис. 8.25). Машина имеет холодопроизводительность 700 кВт при температуре воды 282 К на выходе из испарителя *5*. В парогенератор *1* подводится теплота $Q_к$, водяной пар ($T \approx 423 \div 473$ К; $p \approx 0{,}7$ МПа) на-

Рис. 8.25.
Принципиальная схема пароэжекторной холодильной машины «17Э»:
1 — парогенератор; *2* — эжектор; *3* — теплообменник нагрузки; *4* и *7* — насосы; *5* — испаритель; *6* — конденсатор



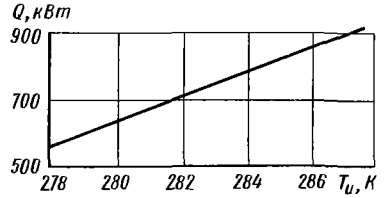
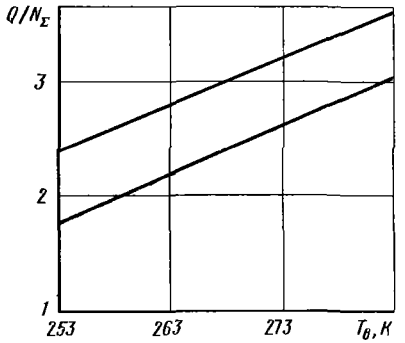


Рис. 8.26.
Характеристика (Q от $T_и$) пароэжекторной холодильной машины «17Э»

правляется в эжектор *2*. В узкой части эжектора давление струи уменьшается, в связи с чем подсасывается водяной пар из испарителя *5*. За эжектором давление повышается, и пары направляются в конденсатор *6*. Сконденсированная вода из конденсатора *6* подается частично в испаритель *5* через редукционный вентиль и частично насосом *7* обратно в котел *1*. В испарителе *5* температура воды понижается за счет испарения и охлажденная, вода насосом *4* прокачивается через теплообменник нагрузки *3* и через клапан сбрасывается обратно в испаритель *5*. Высота машины превышает 4,5 м, а общая масса 12 т. Характеристика машины показана на рис. 8.26.

Рис. 8.27.
Диапазон значений отношения полезной теплопроизводительности Q к общей затрачиваемой мощности $N_Σ$ по опытным данным в зависимости от среднесуточной температуры воздуха $T_в$ при отоплении тепловым насосом, передающим теплоту от воздуха



Тепловые насосы

Тепловые насосы широко используются для теплоснабжения в различных технологических процессах и для отопления. Одинаковый принцип работы холодильных машин и тепловых насосов позволяет в одном агрегате вырабатывать как холод, так и теплоту, обеспечивая одновременно тепло- и хладоснабжение потребителя. Обычно такое сочетание является экономически выгодным. Источником теплоты для теплового насоса, используемого для отопления, могут быть воздух, вода и грунт. Приемником теплоты является отапливаемое помещение. Если температура источника теплоты изменяется (например, суточное изменение температуры $T_в$ воздуха), то эффективность теплового насоса ($Q/N_Σ$) также изменяется (рис. 8.27).

Схема отопления помещения тепловым насосом показана на рис. 8.28. Наружный воздух вентилятором *2* (или вода насосом) прокачивается через испаритель *3* и отдает теплоту $Q_и$ кипящему в испарителе рабочему телу цикла. Пары из испарителя *3* отсасываются компрессором *8*, сжимаются и поступают в охладитель *6* и конденсатор *13*. Вентилятор (или насос) *5* прокачивает комнатный воздух или воду из системы отопления через охладитель *6* и конденсатор *13*, и в результате в помещение передается теплота $Q = Q_и + N_к$.

Тепловой насос НТ 80 работает по простейшей схеме одноступенчатого сжатия с поршневым компрессором в двух режимах – теплоснабжения или хладоснабжения. В испарителе теплового насоса теплота рабочему телу цикла (*R*12) может передаваться от водопроводной, артезианской или термальной воды. В режиме теплоснабжения теплопроизводительность насоса достигает 130 кВт при температуре в испарителе не ниже 279 К. Потребителю подается 7,2 м^3/ч нагретой до 331 К воды. В режиме хладоснабжения холодопроизводительность достигает 163 кВт при температуре в испарителе 278 К и тем-

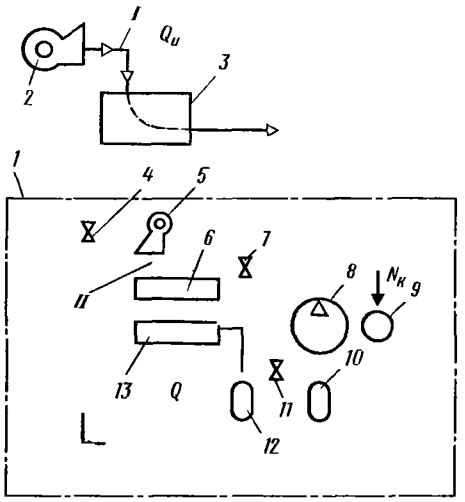


Рис. 8.28.
Принципиальная схема отопления помещения тепловым насосом:
1 — отапливаемое помещение; *2* и *5* — вентиляторы; *3* — испаритель; *4* — дроссель; *6* — охладитель; *7* — вентиль для отогрева испарителя; *8* — компрессор; *9* — электродвигатель; *10* — отделитель жидкости; *11* — регулировочный вентиль; *12* — ресивер; *13* — конденсатор; *I* — наружный воздух; *II* — воздух из помещения

пературе конденсации 303 К. Потребителю может подаваться до 20 м^3/ч воды, охлажденной до 278 К, или холодный теплоноситель (рассол) с температурой до 248 К. Холодопроизводительность при $T_и = 248$ К не превышает 40 кВт. Общая потребляемая мощность составляет 43 кВт. Тепловой насос автоматизирован. Переключение с режима теплоснабжения на режим хладоснабжения осуществляется вручную.

Криогенные установки и системы

В отечественной промышленности сформировалась отрасль криогенного машино- и аппаратостроения, серийно выпускающая различные гелиевые установки, воздухоразделительные установки производительностью по газообразному кислороду в одном агрегате до 70 тыс. м^3/ч, установки для получения жидких и сжатых криогенных продуктов (кислорода, азота, гелия и др.), оборудование для хранения транспортирования криогенных продуктов, газификаторы, гелиевые криостаты, насосы для криогенных жидкостей и т. п. Созданы оригинальные криогенные гелиевые рефрижераторные и ожижительные установки различной холодопроизводительности (КГУ-500/4,5; КГУ-250/4,6, КГУ-1600/4,5 «Пингвин» и др.). Освоен выпуск микрокриогенного оборудования для различных областей приборостроения и газовых машин ЗИФ-1000 и АЖ-0,05 для получения жидкого азота.

Наибольшее распространение в практике получили установки, рабочими телами которых являются метан (природный газ), воздух (азот, кислород), водород и гелий. По наиболее часто используемому диапазону температур кипения этих хладагентов установки условно называют установками азотного уровня (температуры 65—80 К), водородного (14—25 К) или гелиевого (1—5 К).

Важное значение для народного хозяйства имеют воздухоразделительные установки. Они служат для получения кислорода, азота, аргона, криптоноксеноновой смеси и неоногелиевой смеси как в газообразном, так и жидком состоянии. К их числу относится установка для разделения воздуха КТ-70 — одна из самых мощных в мировой практике (рис. 8.29). Она предназначена для получения технологического кислорода *II* чистотой 95%; технического жидкого кислорода *V* чистотой 99,5%; жидкого *III* и газообразного *I* азота чистотой 99%; криптоноксенонового концентрата *VI* с содержанием этих газов до 0,2%; неоногелиевой смеси *IV* с содержанием неона и гелия до 40%.

Установка работает по циклу низкого давления с турбодетандерами. Воздух сжимается в турбокомпрессорах, и после концевых холодильников направляется в скруббер *1* азотоводяного охлаждения, в котором охлаждается водой. Вода в верхней части скруббера охлаждается за счет частичного испарения в сухой

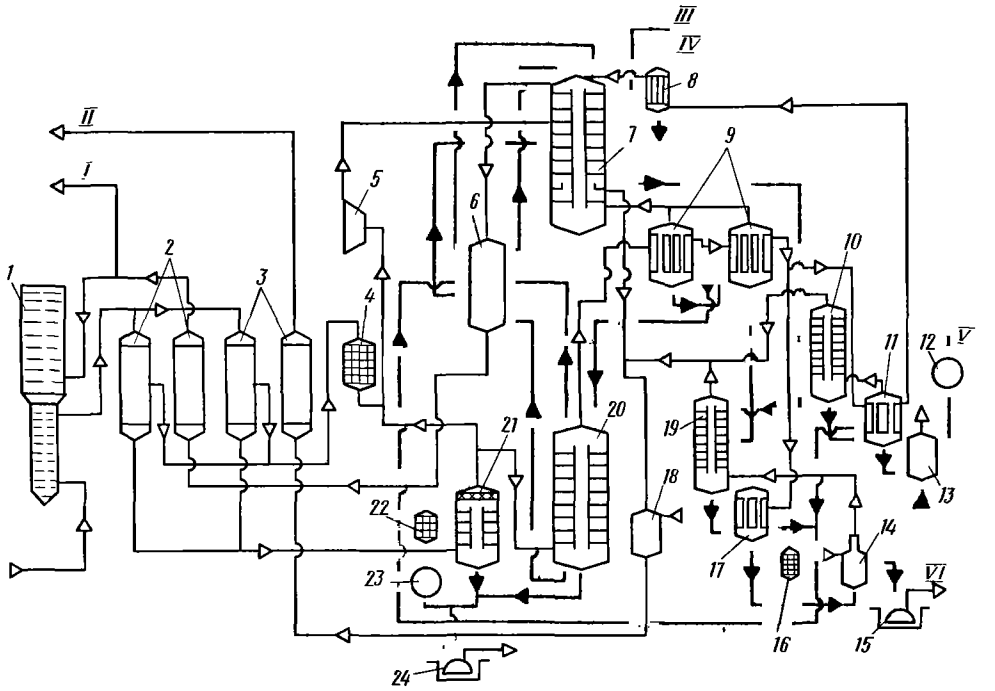


Рис. 8.29.
Принципиальная схема воздухоразделительной установки КТ-70. (Потоки жидкости отмечены темной стрелкой):

1 – скруббер; *2* – азотные регенераторы; *3* – кислородные регенераторы; *4* – адсорбер «петлевого» потока; *5* – *турбодетандер; 6 – переохладитель азотной* флегмы; *7* – верхняя колонна; *8* – конденсатор-концентратор; *9* – основной конденсатор-испаритель; *10* – колонна технического кислорода; *11* – конденсатор-испаритель колонны технического кислорода; *12* – насос жидкого кислорода; *13* – переохладитель жидкого технического кислорода; *14* – испаритель-конденсатор; *15* – испаритель криптонового концентрата; *16* – адсорбер; *17* – конденсатор-испаритель криптоновой колонны; *18* – подогреватель технического кислорода; *19* – криптоновая *колонна; 20 – нижняя колонна; 21* – отмывочная колонна; *22* – адсорбер на потоке кубовой жидкости; *23* – насос кубовой жидкости; *24* – испаритель кубовой жидкости

азот, который подается в скруббер из азотных регенераторов *2*. После скруббера воздух поступает в азотные *2* и кислородные *3* регенераторы, где охлаждается до температуры около 10 К и очищается от влаги и углекислоты, которые вымерзают на поверхности мелко раздробленной базальтовой крошки (насадки), засыпанной в регенераторы. Регенераторы периодически переключаются, поэтому во время обратного дутья влага и углекислота выносятся потоком. Если углекислота выносится обратным потоком достаточно равномерно по времени, то влага удаляется почти мгновенно в начальный момент после переключения потоков (влага срывается с насадки ускоренным газовым потоком). Благодаря этому в остальное время периода дутья азот выходит из регенератора сухим и в скруббере *1* насыщается влагой, а вода в скруббере охлаждается.

После регенераторов воздух в состоянии практически насыщенного пара подается в отмывочную колонну *21*, на тарелках которой контактирует с кубо-

вой жидкостью (содержащей около 35% кислорода), циркулирующей с помощью насоса *23*. В промывочной колонне из воздуха удаляются остатки углекислоты и возможных углеводородов. В свою очередь, кубовая жидкость очищается от этих примесей в адсорбере *22*. После отмывочной колонны часть потока воздуха в состоянии насыщения подается на разделение в нижнюю колонну *20*. Другая часть смешивается с петлевым потоком, отбираемым из регенераторов, имеющим более высокую температуру (149 – 154 К). После смешения этих потоков температура воздуха составляет около 127 К (в режиме без производства жидкости примерно 147 К), и он направляется в турбодетандер, где расширяется с совершением внешней работы, охлаждается и поступает в верхнюю колонну *7*.

В нижней части верхней колонны концентрация паров по кислороду достигает 96%, и кислород частично отводится в виде продукта в кислородные регенераторы *3* через подогреватель *18*. Из верхней части нижней колонны *20* пар азота направляется в основные конденсаторы-испарители *9*, где конденсируется, образуя азотную флегму. Жидкий азот направляется частично на орошение тарелок нижней колонны *20* и частично через переохладитель *6* на орошение верхней колонны *7*. Для получения технически чистого кислорода часть жидкого кислорода (чистотой 96%) отбирается из верхней колонны *7* и направляется в колонну *10* технического кислорода, после которой концентрация кислорода достигает 99,5%. Жидкий технический кислород после конденсатора-испарителя *11* переохлаждается в переохладителе *13* и насосом *12* подается потребителю в состоянии недогретой жидкости *V*.

С целью извлечения криптоноксенонового концентратора часть жидкого кислорода той же концентрации (примерно 96%) подается в криптоновую колонну *19*, в которую также вводится немного более концентрированный жидкий кислород из основного конденсатора-испарителя *9*. После концентрирования криптоноксеноновая смесь подается в испаритель *15*, в котором испаряется (обычно горячей водой). Неоногелиевая смесь низкой концентрации отводится из конденсатора-испарителя *11* в конденсатор-концентратор *8*, из которого отводится несконденсировавшаяся неоногелиевая смесь *IV* в виде «сырого» продукта. Жидкий азот *III* отводится в состоянии недогретой жидкости после переохладителя *6*. Газообразный обратный поток азота из верхней колонны *7* направляется в переохладитель *6* и затем в азотные регенераторы *2*, пройдя которые поступает в скруббер *1*.

Для обеспечения безопасной работы установки периодически осуществляется слив кубовой жидкости через испаритель *24* и отогрев адсорберов *22* и *4* (в реальной схеме предусматриваются резервные адсорберы). Кроме того, для выработки холода в пусковой период в жидкостном режиме и для обеспечения длительной безостановочной работы установки имеются резервные турбодетандер *5* и запасной насос *23* кубовой жидкости. Большое количество азотных регенераторов объясняется исключительно конструктивными соображениями: диаметр каждого регенератора равен 3,2 м, а высота составляет примерно 7 м.

Процесс низкотемпературной ректификации (разделения), протекающий в ректификационных колоннах *7*, *20*, *10* и *19*, осуществляется на тарелках. Жидкость (флегма), богатая нижекипящим компонентом (например, азотом), стекает вниз, взаимодействуя с поднимающимися парами. Из нее постепенно испаряется нижекипящий компонент, который переходит в пар. В свою очередь, вышекипящий компонент из паров конденсируется в стекающую жидкость. Таким образом, происходит разделение смесей с различными температурами кипения компонентов. В нижней части любой колонны конденсируется вышекипящий компонент (например, кисло-

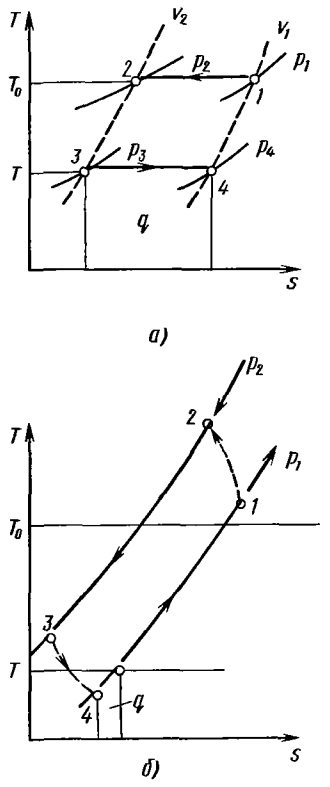


Рис. 8.30.
Обратные циклы:
а – Стирлинга; *б* – Гиффорда – Мак-Магона с неравновесным процессом выхлопа (*34*)

род), а в верхней – нижекипящий компонент (азот). Температура в нижней части колонны всегда выше температуры в верхней части. Необходимая для флегмового питания жидкость конденсируется в конденсаторах-испарителях. В установке КТ-70 конструктивно установлено шесть основных конденсаторов-испарителей.

Оригинальная конструкция ректификационных тарелок позволила обеспечить процесс разделения 350 тыс. м^3 воздуха в относительно небольших аппаратах. Диаметр верхней и нижней колонн 3,8 м. Турбодетандер установки представляет собой центростремительную турбину с диаметром рабочего колеса 525 мм и частотой вращения 6700 об/мин. В турбодетандерах расширяется 92,5 тыс. м^3/ч (в режиме без производства жидкости 44 тыс. м^3/ч), охлажденного и очищенного воздуха, давление на входе в турбодетандер составляет 0,615 МПа (в режиме без получения жидкости 0,57 МПа), адиабатный КПД соответственно 0,83 – 0,85 и 0,75 – 0,8.

Криогенные воздухоразделительные установки весьма энергоемки. Удельный расход энергии при получении газообразного кислорода в установке КТ-70 составляет 0,403 кВт · ч/м^3, а общая потребляемая мощность достигает 28 МВт. Удельный расход энергии на производство жидких продуктов еще больше. Поэтому при создании таких установок важно добиваться сокращения потерь, связанных с необратимостью рабочих процессов, повышать эффективность циклов и надежность установок, совершенствовать конструкции машин, теплообменных аппаратов, улучшать изоляцию при одновременном снижении металлоемкости.

Для получения холода и криогенных продуктов в малых и средних количествах (от нескольких граммов до нескольких килограммов в час) широко применяются криогенные газовые машины, рабочим телом которых чаще всего является гелий. Используются различные циклы, однако наиболее распространены машины, работающие по циклам Стирлинга (рис. 8.30, *а*) и Гиффорда – Мак-Магона (рис. 8.30, *б*). Идеальный холодильный цикл Стирлинга (рис. 8.30, *а*) включает процессы изотермного сжатия (при температуре T_0) и расширения (при температуре T), а также изохорные процессы нагревания и охлаждения между температурами T_0 и T. Холодильный коэффициент идеального цикла Стирлинга равен холодильному коэффициенту цикла Карно. Действительный рабочий процесс существенно отличается от идеального. Степень термодинамического совершенства действительных криогенных газовых машин азотного уровня температур достигает 35 – 40 %, а для машин температур

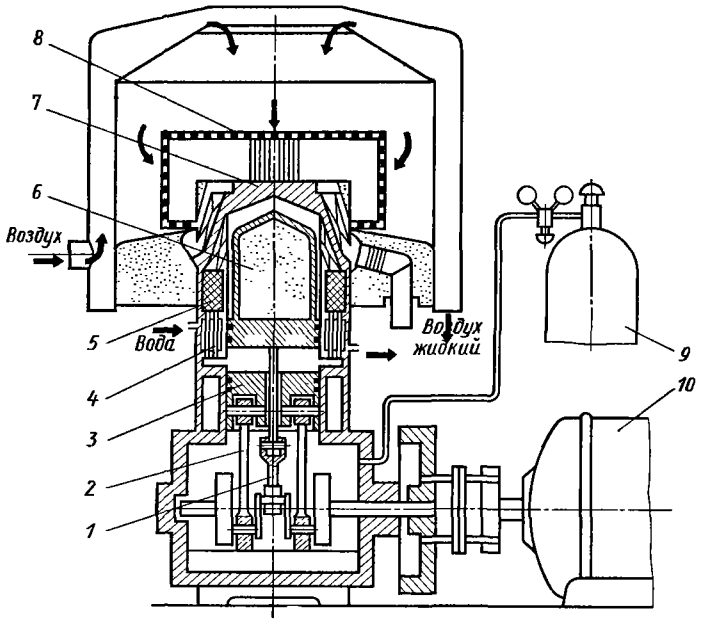


Рис. 8.31.
Криогенная газовая машина для ожижения воздуха, работающая по обратному циклу Стирлинга:
1 — шатун поршня-вытеснителя; *2* — шатун рабочего поршня; *3* — рабочий поршень; *4* — холодильник (водяной); *5* — регенератор; *6* — поршень-вытеснитель; *7* — холодная головка цилиндра с теплообменником-конденсатором; *8* — металлическая сетка, охлаждаемая головкой цилиндра; *9* — баллон с гелием; *10* — электродвигатель

водородного уровня 20—25 %. Степень термодинамического совершенства машин с циклом Гиффорда—Мак-Магона ниже, но они конструктивно существенно проще.

На рис. 8.31 показана принципиальная схема криогенной газовой машины для ожижения воздуха, работающей по обратному циклу Стирлинга. Два поршня *3* и *6* движутся в цилиндре со сдвигом по фазе, который обеспечивается конструктивным углом между кривошипами, составляющим около 70—80°. Поршни и цилиндр образуют два объема для рабочего тела: один между поршнями («теплый» объем при T_0), другой между верхним поршнем-вытеснителем *6* и холодной головкой *7* цилиндра, на которой размещен теплообменник-конденсатор («холодный» объем при T). Между этими двумя объемами расположены теплообменные аппараты (регенератор *5* и холодильник *4*) так, что при движении поршней рабочее тело перетекает из объема в объем туда и обратно через эти аппараты. Верхний поршень теоретически разгружен от давления (если пренебречь размерами штока и гидравлическим сопротивлением теплообменных аппаратов), его роль сводится к переталкиванию (вытеснению) рабочего тела из объема в объем, поэтому его называют вытеснителем. Нижний поршень при перемещении изменяет общий рабочий объем, он нагружен и поэтому часто называется рабочим поршнем.

Смещение по фазе обеспечивает наиболее интенсивное перемещение какого-либо поршня при малоподвижном другом. В эти периоды движения осуществляются процессы сжатия в теплом

объеме и расширения в холодном. В другие периоды скорости движения поршней близки между собой. Именно в эти моменты осуществляется вытеснение рабочего газа из объема в объем и процессы регенерации теплоты в регенераторе *5*.

Теплота сжатия отводится из цикла в холодильнике *4* либо водой, либо воздухом. Полезная холодопроизводительность снимается в элементах *7* и *8* теплообменника, соединенных с головкой машины. При охлаждении этих аппаратов атмосферный воздух подсасывается к ним. Воздух охлаждается, на металлической сетке *8* вымерзает влага и частично углекислота, а затем начинается конденсация на самой холодной поверхности теплообменника. Воздух ожижается и стекает в сборник. Пусковой период этих установок очень мал. Практически через 3–5 мин начинается ожижение.

Отечественная промышленность выпускает различные криогенные газовые машины и на их базе небольшие воздухоразделительные установки, такие, как ЗИФ-1000 производительностью до 10 л/ч жидкого азота или АЖ-0,05 производительностью 52 кг/ч жидкого азота. Выпускаются также микроохладители.

Для ожижения гелия созданы криогенные гелиевые установки. Наиболее крупные из них имеют производительность около 2 тыс. л/ч жидкого гелия. На практике распространены гелиевые ожижители и рефрижераторные установки производительностью в режиме ожижения 10–100 л/ч жидкого гелия. К их числу относится гелиевая установка КГУ-250/4,5 (рис. 8.32), которая обеспечивает получение 90 л/ч жидкого гелия на номинальном режиме или в рефрижераторном режиме 250 Вт на уровне 4,5 К. Установка снабжена гелиевым компрессором *17* (305 НП-20/30) производительностью 1200 $м^3$/ч с двигателем мощностью 200 кВт. Установка работает по циклу среднего давления с двумя турбодетандерами.

Гелий сжимается в компрессоре *17* и через маслоотделитель *16* и адсорбер масла *15* направляется в блок очистки, который состоит из предварительного теплообменника *14* и адсорбера *13*. Адсорбер *13* заполнен активированным углем и охлаждается жидким азотом *I*. Чтобы избежать чрезмерного испарения жидкого азота и обеспечить необходимый температурный режим в адсорбере, гелий предварительно охлаждается в теплообменнике *14* потоком гелия, выходящим из того же адсорбера. В адсорбере гелий очищается от микропримесей азота и других газов. Установка имеет два блока очистки, периодически один из них отогревается. Затем гелий охлаждается в основном теплообменнике *5* до температуры 80 К обратным потоком гелия и поступает в змеевик, расположенный в азотной ванне *7*. Здесь гелий охлаждается кипящим жидким азотом (внешний источник холода) обычно до температуры в диапазоне 67–77 К в зависимости от давления азота. (Часто бывает выгодно осуществить откачку паров азота специальным вакуум-насосом.) После азотной ванны гелий направляется в теплообменник *8*, из которого часть гелия отводится на верхний (*B*) турбодетандер. Отечественной промышленностью выпускаются подобные более мощные установки КГУ 500/4,5 и КГУ 1600/4,5 производительностью соответственно 0,5 и 1,6 кВт при $T = 4{,}5$ К, работающие как в рефрижераторном режиме, так и в ожижительном.

Установки для получения сверхнизких температур

Два вещества 4He и 3He не имеют традиционной тройной точки и остаются в жидком состоянии при уменьшении давления до $T \to 0$. При откачке паров из сосуда с жидким гелием давление паров над зеркалом снижается экспоненциально с уменьшением темпе-

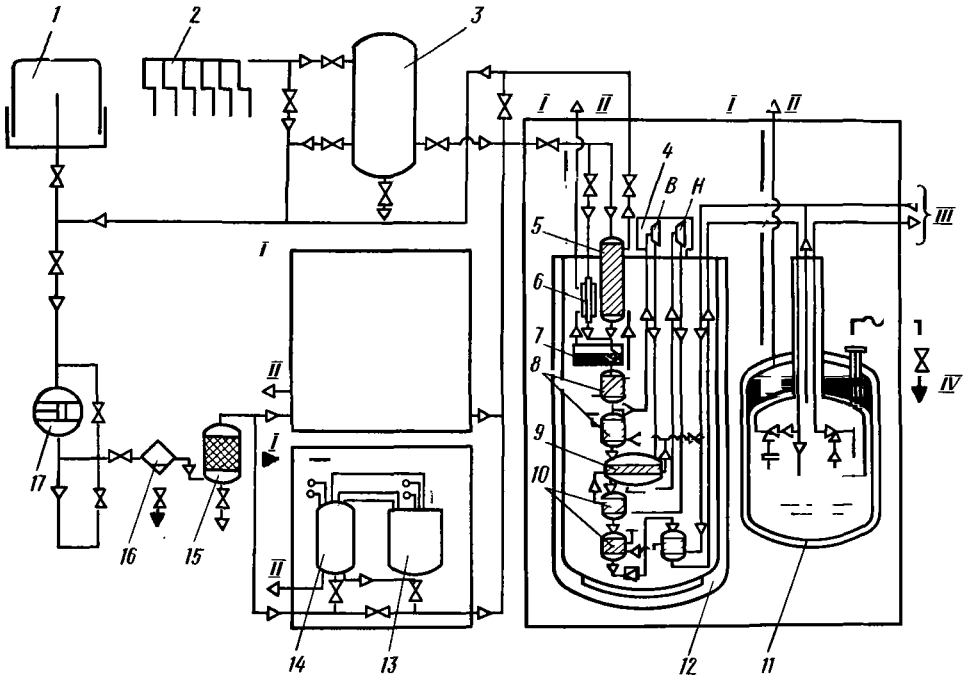


Рис. 8.32.
Принципиальная схема криогенной гелиевой установки КГУ-250/4,5:
1 – газгольдер (20 м³); *2* – рампа (с баллонами); *3* – ресивер (20 м³); *4* – турбодетандер (верхний, нижний); *5* – теплообменник; *6* – азотный теплообменник; *7* – ванна с жидким азотом; *8–10* – теплообменники; *11* – гелиевый сосуд (800 л); *12* – блок охлаждения; *13* – адсорбер блока очистки; *14* – предварительный теплообменник блока очистки; *15* – адсорбер масла; *16* – маслоотделитель; *17* – компрессор; *I* – жидкий азот; *II* – газообразный азот; *III* – газообразный гелий; *IV* – жидкий гелий

ратуры. Количество откачиваемого гелия пропорционально давлению паров. Поэтому холодопроизводительность в процессе откачки также уменьшается экспоненциально с понижением температуры. Существует предельно низкое давление, при котором тепловой эффект испарения компенсирует только внешние теплопритоки, и дальнейшее понижение температуры жидкости оказывается невозможным. Минимальная температура, которая получена методом откачки паров жидкого 4He, составляет примерно 0,6 К. Трудности, обусловленные резким уменьшением упругости паров и наличием сверхтекучей пленки, делают этот метод применимым для получения низких температур практически только до 0,9–1 К. При откачке паров жидкого 3He, имеющего существенно бóльшую упругость паров при одинаковой температуре и не образующего при этих температурах сверхтекучей пленки, можно получить температуру 0,3–0,4 К. Минимальная температура при откачке паров 3He составляет около 0,2 К.

Для получения более низких температур в непрерывном режиме применяют рефрижераторы растворения 3He–4He (рис. 8.33). До создания рефрижераторов растворения широко использовались методы адиабатного размагничивания парамагнетиков, которые обеспечивали импульсное (короткоцикловое) охлаждение. Тепловой эффект растворения

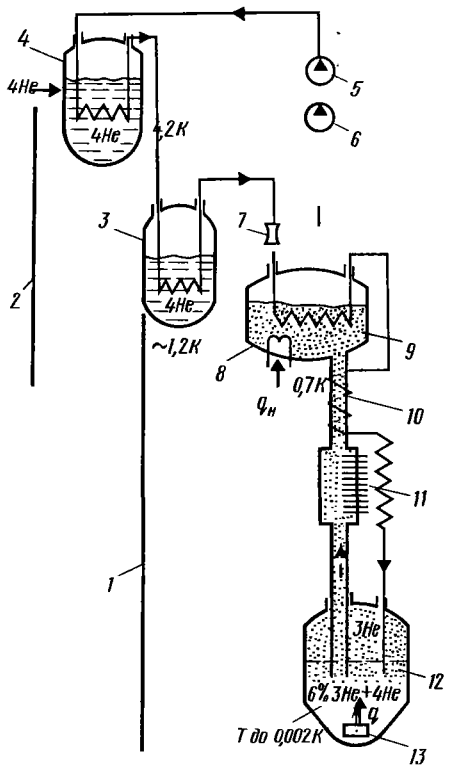


Рис. 8.33.
Принципиальная схема рефрижератора растворения:
1 – теплозащитный гелиевый экран; *2* – азотный экран; *3* – ванна с жидким гелием 4He (1,1 – 1,3 К) под вакуумом; *4* – ванна с жидким гелием 4He (примерно 4,2 К); *5* – форвакуумный насос; *6* – пароструйный вакуум-насос; *7* – дроссель; *8* – нагреватель; *9* – ванна испарения (примерно 0,7 К): *10* – теплообменник; *11* – теплообменник; *12* – ванна растворения (до 0,002 К): *13* – охлаждаемый образец

3He в 4He обусловлен тем, что парциальная энтальпия 3He в растворе больше, чем энтальпия чистого 3He, на величину теплоты, требующейся для растворения.

Весьма существенно также, что при $T < 0{,}87$ К смесь жидких изотопов гелия 3He и 4He спонтанно расслаивается; атомы сверхтекучего тяжелого изотопа 4He опускаются на дно, а более легкая фаза всплывает. В результате в ванне со смесью жидких 3He и 4He при $T < 0{,}87$ К более легкая верхняя фаза обогащена 3He, а нижняя (более тяжелая) – 4He. Если теперь из нижней фазы удалять проникающие туда атомы 3He, а в верхнюю фазу вводить 3He, то можно осуществить непрерывно процесс растворения 3He в 4He. За счет теплового эффекта этого процесса в адиабатных условиях температура в ванне будет понижаться, пока не наступит тепловое равновесие. Поскольку растворение осуществляется в сверхтекучем 4He, то иногда процесс растворения интерпретируется как своеобразное «испарение» 3He.

Откачка 3He из нижней фазы, обогащенной 4He, оказывается возможной благодаря огромной разности упругости паров 3He и 4He. Так, при $T = 0{,}7$ К упругость пара 3He в 610 раз больше, чем упругость паров 4He, а при $T = 0{,}5$ К почти в 10 тыс. раз. Наконец, важнейшее свойство растворов 3He в 4He, позволяющее получать этим методом самые низкие температуры в стационарном режиме, заключается в конечной растворимости 3He в 4He при $T \to 0$ (предельная концентрация 3He в 4He составляет примерно 6,4 %). Поэтому и тепловой эффект проявляется при растворении вплоть до $T \to 0$.

Наиболее низкие температуры, полученные в рефрижераторах растворения, достигают 0,002 К. Так же как и в циклах холодильных и криогенных установок, в цикле рефрижератора растворения отвод теплоты осуществляется в холодопроизводящих процессах, которыми в этом случае являются процессы охлаждения в ванне с жидким 4He (рис. 8.33) с температурой примерно равной 4,2 К. Теплота от охлаждаемого образца передается в ванну растворения.

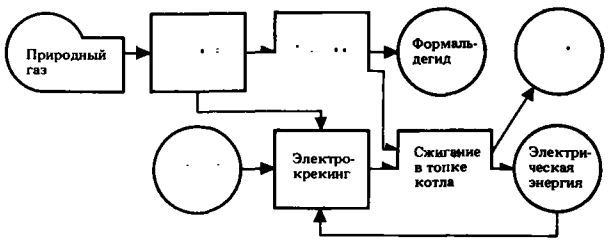
Циркуляция 3He обеспечивается системой вакуум-насосов: пароструйного *6* и форвакуумного *5*. Сначала 3He охлаждается в ванне *4* с жидким 4He до

температуры около 4,3 К, затем до $T = 1{,}1 \div 1{,}3$ К и конденсируется в ванне *3* с жидким 4He под вакуумом. Дросселем *7* обеспечивается необходимое давление 3He для его конденсации. Если конденсация в ванне *3* происходит не полностью, то дроссель устанавливается после ванны испарения *9*. Дроссель обычно выполнен в виде капилляра определенной длины.

Ожиженный 3He проходит через теплообменники *10* и *11* и подается в ванну растворения *12*. Растворяясь в 4He и производя при этом тепловой эффект растворения, в результате которого от охлаждаемого образца *13* может быть отведена теплота q, жидкий 3He обратным потоком через теплообменники *11* и *10* поступает в ванну испарения *9*. При этом атомы 3He движутся в среде жидкого сверхтекучего 4He под действием осмотического давления в линии обратного тока, обусловленного откачкой паров 3He насосами из ванны испарения *9*.

Благодаря большой разности в упругости паров 3He и 4He в ванне испарения при подводе теплоты $q_и$ и откачке паров испаряется в основном 3He (примерно на 90%). Внешним нагревателем *8* регулируется количество испаряющегося 3He, т. е. в итоге холодопроизводительность рефрижератора. Азотный *2* и гелиевый *1* экраны обеспечивают тепловую защиту низкотемпературной аппаратуры.

III Энерго-снабжение



9. ТЕПЛОВЫЕ И АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

9.1. Основные типы электростанций

Электрические станции вырабатывают электрическую и тепловую энергию для нужд народного хозяйства страны и коммунально-бытового обслуживания. В зависимости от источника энергии различают тепловые электростанции (ТЭС), гидроэлектрические станции (ГЭС), атомные электростанции (АЭС) и др. К ТЭС относятся конденсационные электростанции (КЭС) и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ). В состав государственных районных электростанций (ГРЭС), обслуживающих крупные промышленные и жилые районы, как правило, входят конденсационные электростанции, использующие органическое топливо и не вырабатывающие тепловой энергии наряду с электрической. ТЭЦ работают также на органическом топливе, но в отличие от КЭС наряду с электроэнергией производят горячую воду и пар для нужд теплофикации. Атомные электростанции преимущественно конденсационного типа используют энергию ядерного топлива.

Одной из основных характеристик электростанций является установленная мощность, равная сумме номинальных мощностей электрогенераторов и теплофикационного оборудования. Номинальная мощность – это наибольшая мощность, при которой оборудование может работать длительное время в соответствии с техническими условиями.

Электроэнергия, вырабатываемая электростанциями указанных типов,

Электрическая станция – предприятие или установка, вырабатывающая электроэнергию путем преобразования других видов энергии.

называемых иногда турбинными электростанциями, составляла примерно 95% суммарной вырабатываемой электроэнергии электростанций страны. В том числе на долю КЭС, ТЭЦ, АЭС и ГЭС приходилось соответственно около 43, 28, 6 и 19% вырабатываемой электроэнергии. Остальная мощность относится к электростанциям с дизельными и другими двигателями.

ТЭС и АЭС страны входят в состав сложной многокомпонентной топливно-энергетической системы, состоящей из предприятий топливодобывающей, топливоперерабатывающей промышленности, транспортных средств доставки топлива от места добычи потребителям, *предприятий переработки топлива* в удобный для использования вид и систем распределения энергии между потребителями. Развитие топливно-энергетической системы оказывает решающее влияние на уровень энерговооруженности всех отраслей промышленности и сельского хозяйства, рост производительности труда.

Топливные ресурсы страны расходуются потребителями после соответствующего преобразования в виде электроэнергии, высокопотенциальной (900–2100 К) теплоты для энергоемких процессов промышленности, горячей воды и пара для промышленной и бытовой теплофикации, а также в виде топлива для транспорта. Каждая из перечисленных форм потребления энергии требует приблизительно 1/4 добываемого первичного топлива.

Основными положениями Энергетической программы СССР на длительную перспективу предусмотрено строительство крупных АЭС, мощных КЭС на органическом топливе в восточных районах, особенно Экибастузском и Канско-Ачинском топливно-энергетическом комплексах.

Ставится задача обеспечить дальнейшее развитие централизованного теплоснабжения потребителей путем строительства ТЭЦ и возрастания масштабов атомной теплофикации в европейской части страны. Начнется осуществление принципиально нового направления в централизованном теплоснабжении крупных городов – создание атомных станций теплоснабжения, атомных теплоэлектроцентралей и атомных станций промышленного теплоснабжения.

Среди действующих ТЭС уже в 1978 г. более 50% суммарной мощности составили электростанции единичной мощностью не менее 1000 МВт. На закритических параметрах пара (23,5 МПа, 813/813 К) работает около 30% ТЭС. Успешно эксплуатируются блоки *единичной мощностью* 500, 800 МВт. В десятой пятилетке введен в эксплуатацию на Костромской ГРЭС первый (головной) блок мощностью 1200 МВт на сверхкритических параметрах пара. Комбинированное производство на ТЭЦ электроэнергии и теплоты приводит к значительной экономии топлива, поскольку на ТЭЦ полезно используется около 80% теплоты сгорания топлива, тогда как на КЭС вдвое меньше.

Тепловые электростанции

Технологический процесс преобразования энергии основного рабочего тела ТЭС осуществляется в теплоэнергетическом оборудовании, связанном между собой в соответствии с тепловой схемой. Все теплоэнергетическое оборудование ТЭС по отдельным стадиям технологического процесса делят на котельную, паротурбинную и конденсационную установки, конденсатно-питательный и теплофикационный (для ТЭЦ) тракты. Тепловые схемы ТЭС непрерывно совершенствуются с целью повышения КПД и снижения удельного расхода топлива. Достигается это следующим образом:

Тепловая электростанция – электростанция, преобразующая химическую энергию топлива в электрическую энергию и теплоту.

использованием высокой температуры свежего пара, достигающей 813–838 К, и соответствующего этой температуре оптимального давления свежего пара 23,5 МПа. Дальнейшее повышение температуры ограничено не только условиями прочности материалов, но и началом термической диссоциации воды, приводящей к появлению в теплоносителе атомарных кислорода и водорода, вызывающих коррозию и охрупчивание сталей;

применением оптимального по технико-экономическим показателям конечного давления пара в паротурбинной установке 3–4 кПа. Уменьшение вакуума в конденсаторе приводит к росту термического КПД паротурбинной установки. Например, снижение давления от 4 до 3 кПа соответствует росту КПД примерно на 2%. В то же время необходимое для снижения давления в конденсаторе увеличение кратности циркуляции или снижение δt приводит к росту поверхности конденсатора, мощности системы охлаждения. Поэтому оптимальное давление в конденсаторе находится в результате технико-экономического анализа. Кроме отмеченных факторов в технико-экономическом анализе учитывается влияние давления в конденсаторе на работу последних ступеней турбины: увеличение удельного объема пара и связанная с этим необходимость в больших проходных сечениях (длинных лопатках) или возрастающие потери с выходной скоростью. Для мощных турбин ТЭС давление в конденсаторе выбирают не ниже 3,5 КПа;

использованием промежуточного перегрева пара оптимальных параметров повышают термическую экономичность цикла и уменьшают конечную влажность пара в последних ступенях паровой турбины. Температура промежуточного перегрева пара обычно принимается равной температуре перегрева свежего пара, а давление 0,15–0,25 давления свежего пара;

применением регенеративного подогрева питательной воды котла паром из отборов паротурбинной установки, что уменьшает расход пара и безвозвратные потери теплоты в конденсаторе;

использованием оптимальных схем отпуска теплоты на теплофикацию.

Принципиальная тепловая схема КЭС приведена на рис. 9.1, *а*. Полученный в котле *1* свежий пар направляется в часть высокого давления *2* турбины, расширяется здесь и возвращается для перегрева в котел. Пар после промежуточного перегрева в котле *1* поступает в часть низкого давления *3*, отработавший пар направляется в конденсатор *4*. Из конденсатора конденсатным насосом *5* конденсат подается в регенеративный подогреватель низкого давления (ПНД) *6*, а затем в деаэратор *7*, который предназначен для дегазации воды и состоит из деаэратной колонки и питательного бака. Питательный насос *8* подает конденсат (питательную воду) в регенеративные подогреватели высокого давления (ПВД) *9* и котел *1*. В подогреватели *6* и *9* пар для подогрева поступает из частей соответственно низкого и высокого давления турбины. Пар одного из отборов части низкого давления *3* турбины используется для термической деаэрации конденсата. Тракт от конденсатора до питательного бака деаэратора называют конденсатным, а от деаэратора до котла – питательным.

Как видно из рис. 9.1, *а*, пароводяной тракт КЭС является замкнутым, что обусловлено очень высокими требованиями к чистоте рабочего тела (теплоносителя), вызванными процессами образования накипи в котле, коррозией материалов и другими причинами. Только при возврате практически всего теплоносителя в котел необходимая чистота теплоносителя может быть обеспечена с экономически приемлемыми затратами.

Внутренние потери пара и воды обусловлены неплотностями в соединительных фланцах, предохранительных клапанах, лабиринтных уплотнениях валов

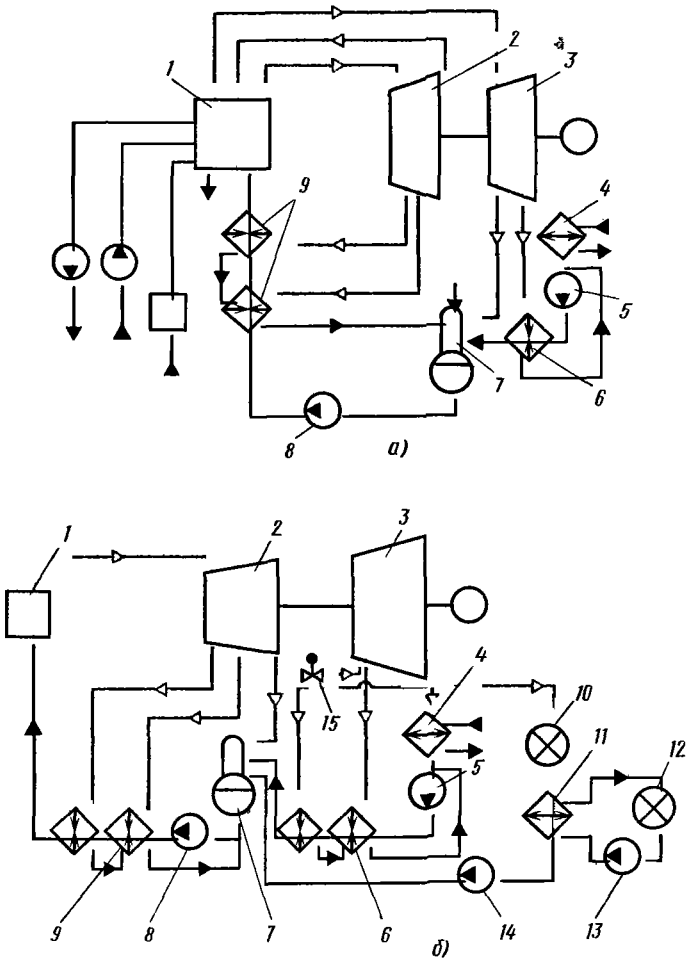


Рис. 9.1.
Принципиальная тепловая схема ТЭС:
а – КЭС; *б* – ТЭЦ

турбины, топочных форсунках. Бо́льшая составляющая потерь воды – периодическая и непрерывная продувка котла, заключающаяся в сливе части теплоносителя из объема котла. Внутренние потери пара и воды на КЭС не должны превышать 0,8–1,1 %, что обеспечивается широким использованием сварных соединений, эксплуатационными мероприятиями. Значение продувки определяется солевым балансом котла

$$M_{\text{пр}} = (c_{\text{пв}} - c_{\text{п}})/(c_{\text{пр}} - c_{\text{пв}}),$$

где $c_{\text{пв}}$, $c_{\text{пр}}$ и $c_{\text{п}}$ – солесодержание (массовая концентрация соли) соответственно питательной, продувочной воды и пара.

Качество питательной воды нормируется правилами технической эксплуатации в зависимости от типа котла и давления пара. Для котла с естественной циркуляцией и давлением пара более 10 МПа $c_{\text{пв}} = 5 \cdot 10^{-6}$, для прямоточного котла любого давления $c_{\text{пв}} = 3 \cdot 10^{-6}$. Солесодержание продувочной воды, равное солесодержанию воды котла, зависит от типа котла, давления пара, используемых сепараторов и устанавливается теплотехническими испытаниями.

Солесодержанием пара при определении значения продувки обычно можно пренебречь. Значение продувки не должно превышать 0,5–3% расхода питательной воды и зависит от качества добавочной воды, подаваемой в деаэратор *7*. Меньшим продувкам соответствует восполнение потерь дистиллятом, для получения которого добавочную воду испаряют, а затем конденсируют. Содержащиеся в добавочной воде растворимые минеральные соли в образующийся пар практически не переходят. Потери воды при больших продувках восполняются химически очищенной водой. Уменьшение тепловых потерь с продувочной водой достигается соответствующей системой регенерации ее теплоты.

Если в частях контура, находящихся под избыточным давлением, происходят утечки пара и воды, то в трактах и агрегатах, находящихся под разрежением, создаваемым конденсатором (последние ступени турбины, отборы и подогреватели), происходит присос воздуха в питательную воду. Содержащиеся в воздухе кислород и углекислота являются агрессивными примесями, приводящими к коррозии металла. Правила технической эксплуатации ограничивают содержание кислорода в питательной воде до 20 мг/кг при давлении 4–10 МПа и 10 мг/кг при давлении свыше 10 МПа, содержание углекислоты для соответствующих диапазонов давлений не превышает соответственно 5–10 и 2–7 мг/кг. Удаление газов из воды проводится в процессе термической деаэрации (дегазации) в деаэраторе *7*. Рабочее давление в деаэраторе выбирают равным 0,6–0,8 МПа, что позволяет использовать пар отборов повышенного давления (1–1,2 МПа) и сократить число подогревателей высокого давления (ПВД) по сравнению с использовавшимся ранее атмосферным деаэратором (давление 0,1–0,11 МПа).

Принципиальная тепловая схема ТЭЦ приведена на рис. 9.1, *б*. Пар из котла *1* поступает в часть высокого давления *2* турбины, после которой разветвляется на два потока: один направляется в часть низкого давления *3* турбины, другой – в теплофикационный тракт – к тепловому потребителю *10* или паропреобразователю *11*. Отношение расходов пара по потокам изменяется в соответствии с графиками нагрузок регулирующим клапаном *15*. Тепловой потребитель *10* получает теплоту от рабочего тела ТЭЦ, что неприемлемо, например, для удаленных потребителей. В этом случае отобранный для целей теплофикации пар поступает в теплообменник-паропреобразователь *11*, где производится вторичный пар, направляемый потребителю *12* теплофикационным насосом *13*. Для обеспечения внешнего потребителя горячей водой вместо паропреобразователя устанавливаются пароводяные подогреватели – сетевые подогреватели (бойлеры). Возврат конденсата отобранного пара в контур ТЭЦ осуществляется дренажным насосом *14*.

Схемы теплоснабжения потребителей, использующие непосредственно рабочее тело контура, называют открытыми; использующие паропреобразователь или бойлер – закрытыми. Соответственно различают ТЭЦ, работающие по открытой или закрытой схеме. Пар, расширяющийся в части низкого давления *3* турбины, конденсируется в конденсаторе *4* и конденсатным насосом *5* направляется в регенеративные подогреватели низкого давления *6*, деаэратор *7*, далее питательным насосом *8* в подогреватели высокого давления *9* и котел *1*.

Разветвленная система теплофикационных трубопроводов ТЭЦ вызывает увеличение допустимых внутренних утечек до 1,5–1,8% в соответствии с правилами технической эксплуатации. Нормы качества питательной воды для ТЭЦ и КЭС практически совпадают.

Общим элементом любой ТЭС является конденсационная установка (рис. 9.2), основное назначение которой – поддержание необходимого разрежения в выпускном патрубке *1* турбины, а следовательно, и в объеме конденсатора *2*. На поверхностях труб *3*, по которым

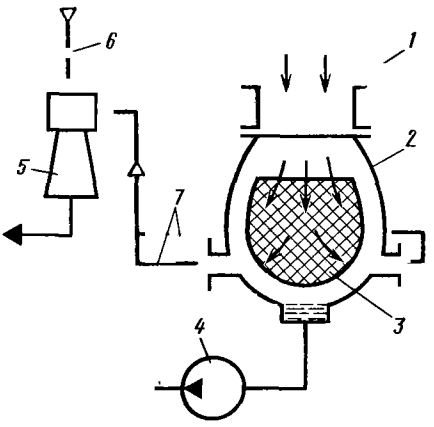


Рис. 9.2.
Схема конденсационной установки

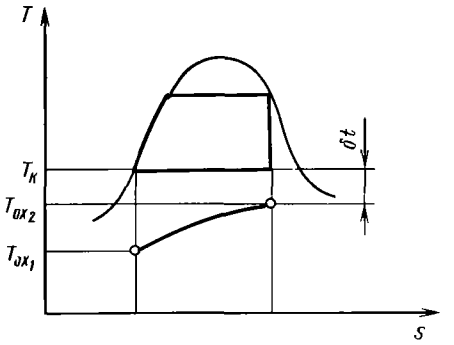


Рис. 9.3.
Процессы конденсации пара и нагрева охлаждающей воды в sT-диаграмме

проходит охладительная вода, происходит конденсация пара. Конденсат стекает в нижнюю часть корпуса и конденсатным насосом *4* направляется к деаэратору. Для создания и поддержания необходимого вакуума в конденсаторе применяется пароструйный эжектор *5*, работающий на паре отбора или свежем паре *6*. Эжектор обеспечивает непрерывное удаление из корпуса паровоздушной смеси *7*, т. е. осуществляет также частичную дегазацию образующегося конденсата.

Охлаждающая вода, воспринимая теплоту конденсации, увеличивает свою температуру от T_{ox1} до T_{ox2} (рис. 9.3). Необратимые потери при теплообмене приводят к температуре конденсации $T_к = T_{ox2} + \delta t$, которая в соответствии с тепловым балансом конденсатора $D_к(i_к - i'_к) = D_в c_{ox}(T_{ox2} - T_{ox1})$ может быть представлена в виде

$$T_к = T_{ox1} + D_к(i_к - i'_к)/(D_в c_{ox}) + \delta t = T_{ox1} + (i_к - i'_к)/(c_{ox} m) + \delta t,$$

где $D_к$ – расход пара в конденсаторе, кг/ч; $D_в$ – расход охлаждающей воды, кг/ч; $i_к$ и $i'_к$ – энтальпия соответственно пара после турбины и конденсата за конденсатором, кДж/кг; c_{ox} – средняя теплоемкость охлаждающей воды в диапазоне температуры $T_{ox1} - T_{ox2}$, кДж/(кг × × К); $m = D_в/D_к$ – кратность охлаждения.

Таким образом, температура и давление в конденсаторе зависят от температуры охлаждающей воды, кратности охлаждения и влажности пара перед конденсатором, определяющей разность $i_к - i'_к$, дополнительного перепада температур δt, принимаемого обычно равным 3–5 К (иногда до 10 К). Для оценки значения $T_к$ можно принять теплоту парообразования при давлении 3–5 кПа равной 2430 кДж/кг, а влажность пара перед конденсатором 9 %. Тогда $i_к - i'_к = 2210$ кДж/кг, и с учетом теплоемкости охлаждающей воды $c_{ox} = 4{,}178$ кДж/(кг · К)

$$T_к = T_{ox1} + 529/m + \delta t.$$

По известной зависимости между температурой конденсации и давлением конденсации (рис. 9.4) можно получить зависимость давления $p_к$ в конденсаторе от кратности охлаждения (рис. 9.5). Увеличение кратности охлаждения m приблизительно более 80 нецелесообразно, так как при этом теоретически возможный вакуум в конденсаторе уменьшается очень мало. Поэтому обычно кратность охлаждения ограничивается значением 50–60.

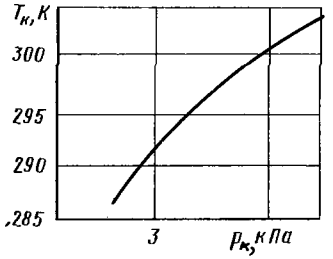


Рис. 9.4.
Зависимость температуры $T_к$ насыщения от давления $p_к$ в конденсаторе

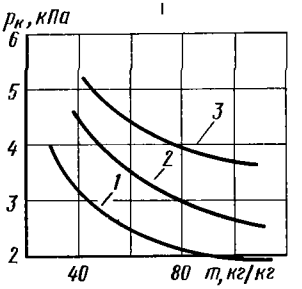


Рис. 9.5.
Зависимость давления $p_к$ в конденсаторе от кратности m охлаждения при $\delta t = 3$ К:
1 – $T_{охл} = 283$ К; *2* – $T_{охл} = 288$ К; *3* – $T_{охл} = 293$ К

Атомные электростанции

Атомная энергетика исчисляет свою историю с июня 1954 г., когда в СССР в г. Обнинске была введена в строй первая в мире АЭС мощностью 5 МВт. Основным элементом АЭС является ядерный реактор – источник энергии. Теплоноситель реактора (насыщенный, перегретый пар или гелий) достаточно высоких параметров можно использовать непосредственно в качестве рабочего тела паро- или газотурбинной установки (одноконтурная схема АЭС). В реакторе с водой под давлением, гелием с умеренной температурой или натрием теплота теплоносителя передается рабочему телу паротурбинной установки в специальных теплообменных аппаратах, что приводит к двухконтурным или трехконтурным схемам АЭС.

Ядерные реакторы. В ядерном реакторе под действием свободных нейтронов осуществляется управляемая цепная реакция деления тяжелых ядер (ядерного топлива). Свободными называют два – четыре нейтрона, входящих ранее в состав разделившегося ядра. Среди тяжелях ядер различают делящиеся нуклиды U^{238}, Pu^{239}, U^{233} *и воспроизводящие* сырьевые нуклиды U^{238}, Th^{232}. Первые способны делиться нейтронами любых энергий, вторые – нейтронами высоких энергий. Из делящихся нуклидов лишь U^{235} имеется в природной смеси изотопов, Pu^{239} и U^{233} получают из воспроизводящих нуклидов соответственно U^{238} и Th^{232} при захвате последними свободных нейтронов.

Ядерное топливо (делящиеся и воспроизводящие нуклиды) помещают в ядерный реактор обычно в оболочке из материала, слабо поглощающего нейтроны. Соответствующая конструкция получила название тепловыделяющего элемента (твэла).

Наиболее распространены контейнерные стержневые твэлы энергетических реакторов (рис. 9.6). Оболочка *1* и торцовые заглушки *6* таких твэлов образуют герметичную полость, в которой размещены таблетки ядерного топлива *2*, обычно в виде химического окисного соединения UO_2, PuO_2, ThO_2, обладающего высокой термической, химической и радиационной стойкостью. Зазор *3* между оболочкой и таблетками запол-

Атомная электростанция – электростанция, в которой ядерная энергия преобразуется в электрическую.
Ядерное топливо – делимый ядерный материал, загружаемый в ядерный реактор для осуществления ядерной реакции.

няется средой с высокой теплопроводностью (гелием, натрием), что снижает температуру ядерного топлива, а полость *4* обеспечивает умеренное повышение давления газообразных продуктов деления (криптона, ксенона) под оболочкой. Концевые детали *5* служат для крепления твэлов в группы (десятки и сотни единиц). Тепловыделяющая сборка состоит из твэлов, которые могут быть установлены по концентрическим окружностям или образовывать правильные треугольные или квадратные решетки.

При большой относительной длине твэлов (длина до нескольких метров, диаметр около 10^{-2} м) их крепление в промежуточных сечениях осуществляется дистанционирующими решетками.

Область реактора, в которой размещены твэлы и где происходит основная часть реакций деления, называется активной зоной. При облучении твэлов нейтронами уменьшается концентрация первоначально загруженных в них делящихся нуклидов, но увеличивается количество вновь образовавшихся делящихся нуклидов из воспроизводящих. Скорости указанных процессов количественно характеризуются коэффициентом воспроизводства (КВ), определяемым отношением числа нейтронов, захватываемых в единицу времени без деления в воспроизводящих нуклидах, к числу нейтронов, поглощаемых за то же время с делением и без деления в делящихся нуклидах. При КВ > 1 происходит расширенное воспроизводство делящихся нуклидов из воспроизводящих, что дает возможность поставить на службу атомной энергетике все природные ресурсы U^{238} и Th^{232}. Значение КВ зависит от спектра нейтронов, распределения свободных нейтронов в диапазоне энергий от соответствующей тепловому равновесию с ядрами материалов реактора (0,025 МэВ при 300 К) до энергии нейтронов деления (в среднем около 2 МэВ). Наиболее высокий КВ достижим при спектре нейтронов, близком к спектру нейтронов деления,

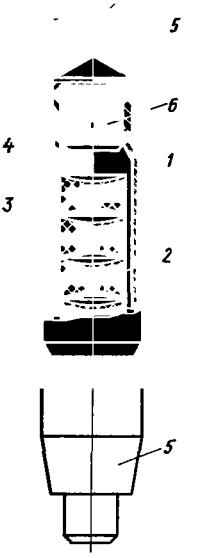


Рис. 9.6.
Конструктивная схема стержневого твэла ковтейнерного типа

который реализуется в реакторах на быстрых нейтронах. Уменьшение энергии нейтронов до теплового уровня возможно при введении в активную зону замедлителя – материала с малым атомным номером, хорошо рассеивающего, но слабо поглощающего нейтроны (графит, вода, тяжелая вода, бериллий, органические соединения), что достигается в реакторе на тепловых нейтронах.

В настоящее время основными типами реакторов для АЭС являются следующие:

графитно-водные канальные реакторы на тепловых нейтронах с графитовым замедлителем и водным теплоносителем, давление теплоносителя в которых воспринимают отдельные трубчатые каналы, производящие насыщенный или перегретый пар;

водо-водяные реакторы на тепловых нейтронах с водяным теплоносителем и замедлителем, давление теплоносителя в которых воспринимается общим корпусом (корпусные реакторы), производящие недогретую до температуры на-

сыщения воду (реакторы с водой под давлением) или насыщенный пар (кипящие реакторы);

быстрые натриевые реакторы с натриевым теплоносителем, давление которого воспринимается общим корпусом, производящие недогретый до температуры насыщения натрий и делящиеся нуклиды;

газоохлаждаемые реакторы с газовым охлаждением на тепловых и быстрых нейтронах с теплоносителем гелием, давление которого воспринимается общим корпусом. Замедлителем тепловых газоохлаждаемых реакторов является графит.

Наибольшее распространение получили реакторы типа РБМК (реактор большой мощности, канальный), ВВЭР (водо-водяной энергетический реактор) и БН (быстрый, охлаждаемый натрием реактор).

Канальный реактор РБМК кипящего типа с графитовым замедлителем и водным теплоносителем предназначен для получения насыщенного пара с давлением примерно равным 7 МПа. Сборки с тепловыделяющими элементами в этом реакторе размещены в технологических каналах с внутренним диаметром 80 мм, которые воспринимают давление и организуют восходящий вертикальный поток теплоносителя. Часть корпуса канала, находящаяся в активной зоне, и оболочки твэлов выполнены из циркоций-ниобиевого сплава (Zr + 2,5 % Nb), который имеет малое, по сравнению с коррозионно-стойкой сталью, сечение поглощения тепловых нейтронов и удовлетворительные прочностные и коррозионные свойства при температуре до 620 К, что определило параметры теплоносителя реактора.

Технологические каналы проходят через графитовую кладку замедлителя — собранные в колонны блоки с осевыми цилиндрическими отверстиями. Технологические каналы и графитовая кладка создают активную зону *1* (рис. 9.7), заключенную в герметичную полость, образованную цилиндрическим кожухом и опорными нижней и верхней металлоконструкциями. Для предотвращения окисления графита и улучшения отвода теплоты от него к технологическим каналам зазоры полости заполнены смесью гелия (40 массовых процентов) и азота. Активная зона окружена верхней *11*, боковой *7* и нижней *3* биологической защитой, снижающей интенсивность излучения на всех режимах работы до допустимых по санитарным нормам значений.

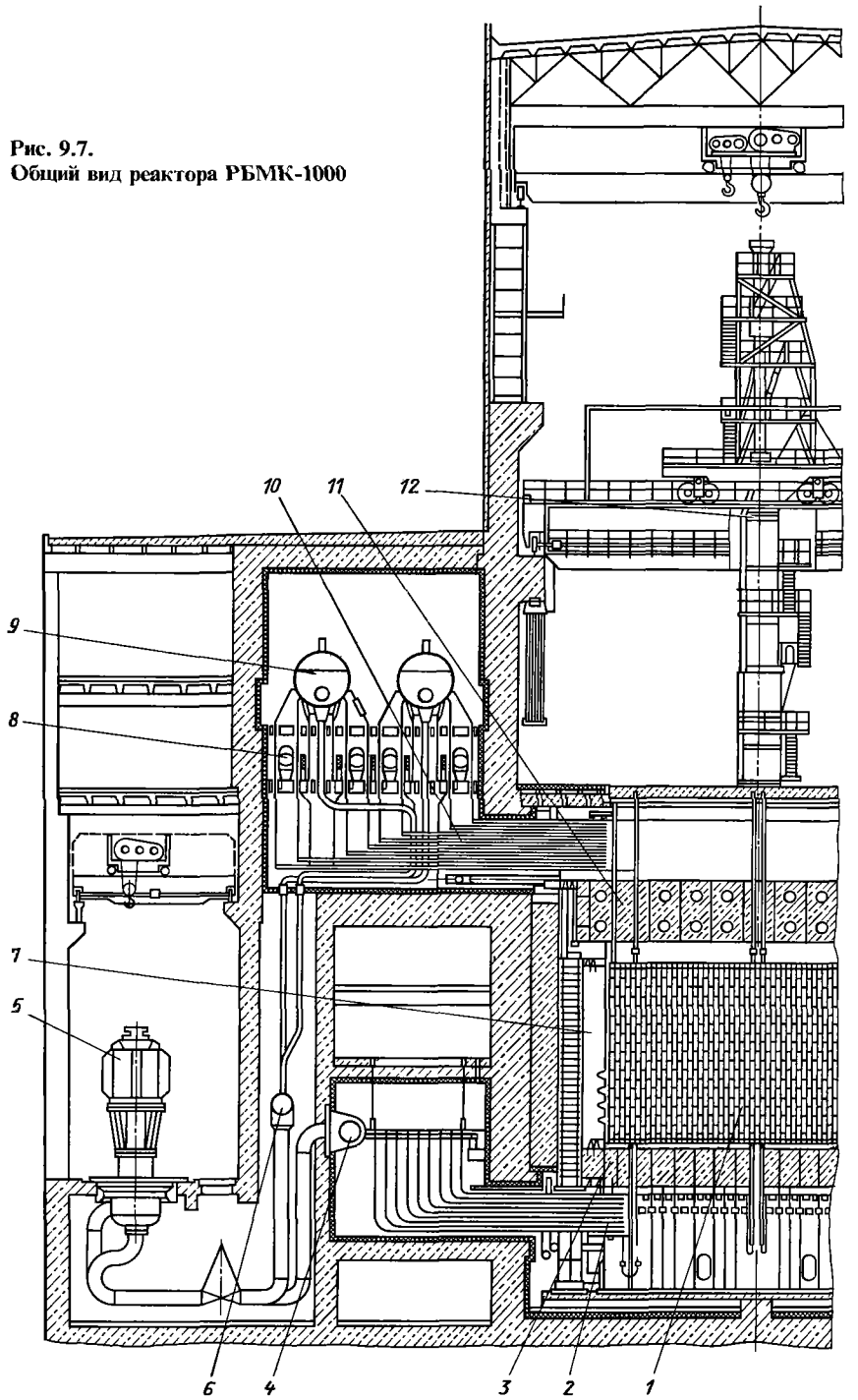
Циркуляция теплоносителя через активную зону осуществляется главными циркуляционными насосами *5*, которые подают воду к напорному коллектору *4* и далее по индивидуальным трубопроводам *2* к технологическим каналам. Пароводяная смесь из каналов (среднее паросодержание 15 %) по трубопроводам *10* поступает в барабаны-сепараторы *9*. После сепарации пар направляется к турбинам, а питательная вода смешивается с возвращаемой из сепараторов водой и по всасывающим водяным коллекторам *6* поступает в главные циркуляционные насосы *5*.

Ядерное топливо, заключенное в сборку, перегружается на работающем реакторе с помощью разгрузочно-загрузочной машины *12*. В установившемся режиме работы на реакторе мощностью 1000 МВт в сутки перегружается одна-две сборки. Реактор оснащен многочисленными системами контроля технологических параметров, в частности, системой контроля герметичности оболочек твэлов в каждом технологическом канале *8*. Обработка поступающей экспериментальной информации производится автоматизированной системой контроля.

Развитие реакторов типа РБМК предусматривает ядерный перегрев пара с целью повышения термического КПД установок.

Расширение масштабов использования АЭС требует применения индустриальных методов изготовления и монтажа реакторов, например, секционно-блочной конструкции реактора, состоя-

Рис. 9.7.
Общий вид реактора РБМК-1000



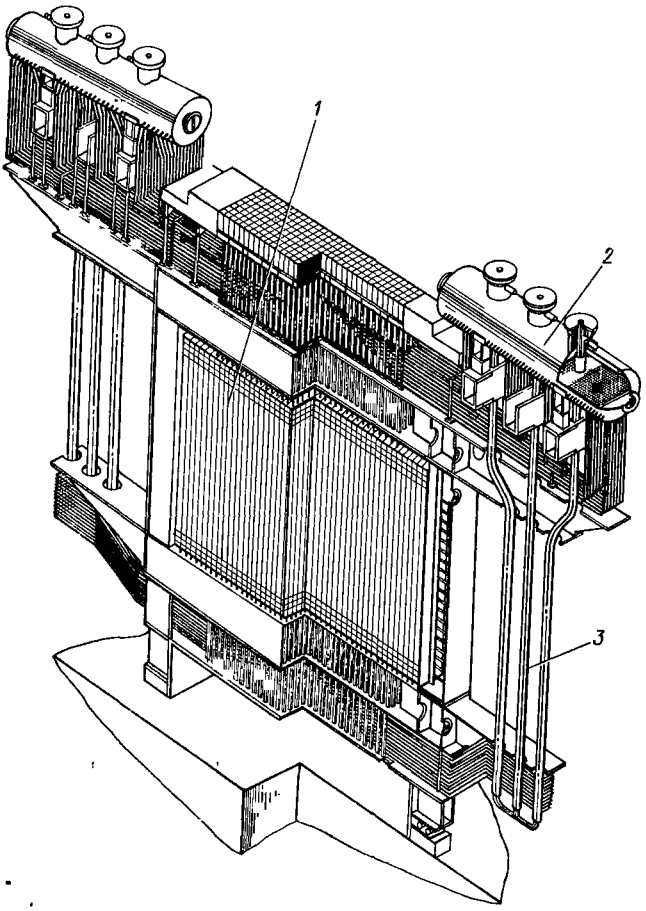


Рис. 9.8.
Реактор секционно-блочной конструкции

щего из типовых секций (рис. 9.8). Каждая секция содержит технологические каналы *1*, барабаны-сепараторы *2*, опускные трубы *3*, органы управления, контроля и состоит из отдельных транспортабельных блоков, изготовляемых на заводе. Из типовых секций набирается реактор любой мощности.

Корпусный реактор ВВЭР с водным (некипящим) теплоносителем и замедлителем предназначен для получения нагретой воды с давлением примерно до 16 МПа, температурой до 600 К. Давление теплоносителя воспринимают корпус *9* (рис. 9.9) и съемная крышка *1* корпуса. В верхней части корпуса находятся патрубки входа *6* и выхода *4* теплоносителя. В корпусе размещена корзина активной зоны *11* с опорной плитой *13*, на которую устанавливаются сборки *10* с твэлами, поджимаемые сверху плитой *7*, опирающейся на кольцо *8*, и цилиндр *3*.

Вода из патрубков *6* опускается в нижнюю часть корпуса по кольцевому зазору между корпусом и корзиной активной зоны, охлаждая радиационную защиту корпуса *12*. Перетеканию воды во входные патрубки *4* препятствует разделительное кольцо *5*.

Из нижней части корпуса вода поступает в сборки *10* активной зоны, нагревается здесь на 20—40 К и через отверстия в прижимном цилиндре *3* отводится в патрубки *4*. Трубы *2* над активной зоной являются направляющими

для штанг *17* приводов *20* органов системы управления и защиты (СУЗ), регулирующих скорость реакции деления в активной зоне. Реактор крепится в бетонной шахте *19* опорной конструкцией *16*. Нижняя часть корпуса теплоизолирована чехлом *14* и окружена кольцевым слоем радиационной защиты *15* из воды или чугуна. Пространство вокруг корпуса реактора закрыто кольцевым уплотняющим листом *18*.

Перегрузка сборок производится при остановке реактора, съем крышки *1* и извлечение элементов конструкции, закрывающих доступ к верхним частям сборок, осуществляются специальной перегрузочной машиной.

Реактор БН-600 (рис. 9.10) с теплоносителем в виде расплавленного натрия выполнен по интегральной компоновке: в корпусе реактора размещены активная зона и технологическое оборудование контура отвода теплоты от активной зоны. Корпус реактора состоит из цилиндрического бака *3* диаметром 12,8 м с эллиптическим днищем *1* и конической верхней частью *9*. Цилиндрический бак соединен с эллиптическим днищем через опорное кольцо *2*, передающее нагрузку через катковые опоры *17* на фундамент. На нем установлен опорный пояс *4* (металлоконструкция коробчатого типа, воспринимающая нагрузку от всех внутрикорпусных узлов), на котором закреплена напорная камера *16* со смонтированными над ней сборками *6*. В центральной части сборок *5* (активной зоне) находится ядерное топливо с высокой концентрацией делящихся нуклидов. На периферии расположены сборки с воспроизводящими нуклидами. Активная зона имеет внутрикорпусную защиту *7*, за которой расположены циркуляционный насос *8* натрия с электроприводом *10* и промежуточный теплообменник (натрий-натрий) *13*, с помощью которого теплота ядерных реакций отводится к рабочему телу системы преобразования энергии.

Из насоса *8* натрий по трубопроводам поступает в напорную камеру *16* и из

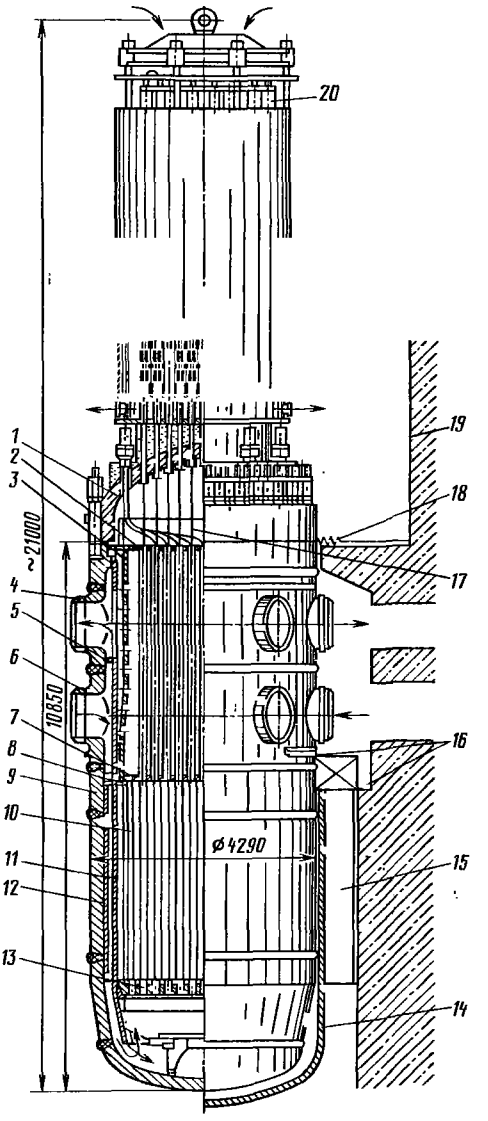


Рис. 9.9.
Общий вид реактора ВВЭР-1000

нее распределяется между активной зоной (основной расход) и внутрикорпусной защитой. Небольшая часть расхода используется для охлаждения корпуса. Подогретый от 650 до 823 К в активной зоне натрий через отверстия во внутрикорпусной защите поступает к теплообменнику *13* и сливается через

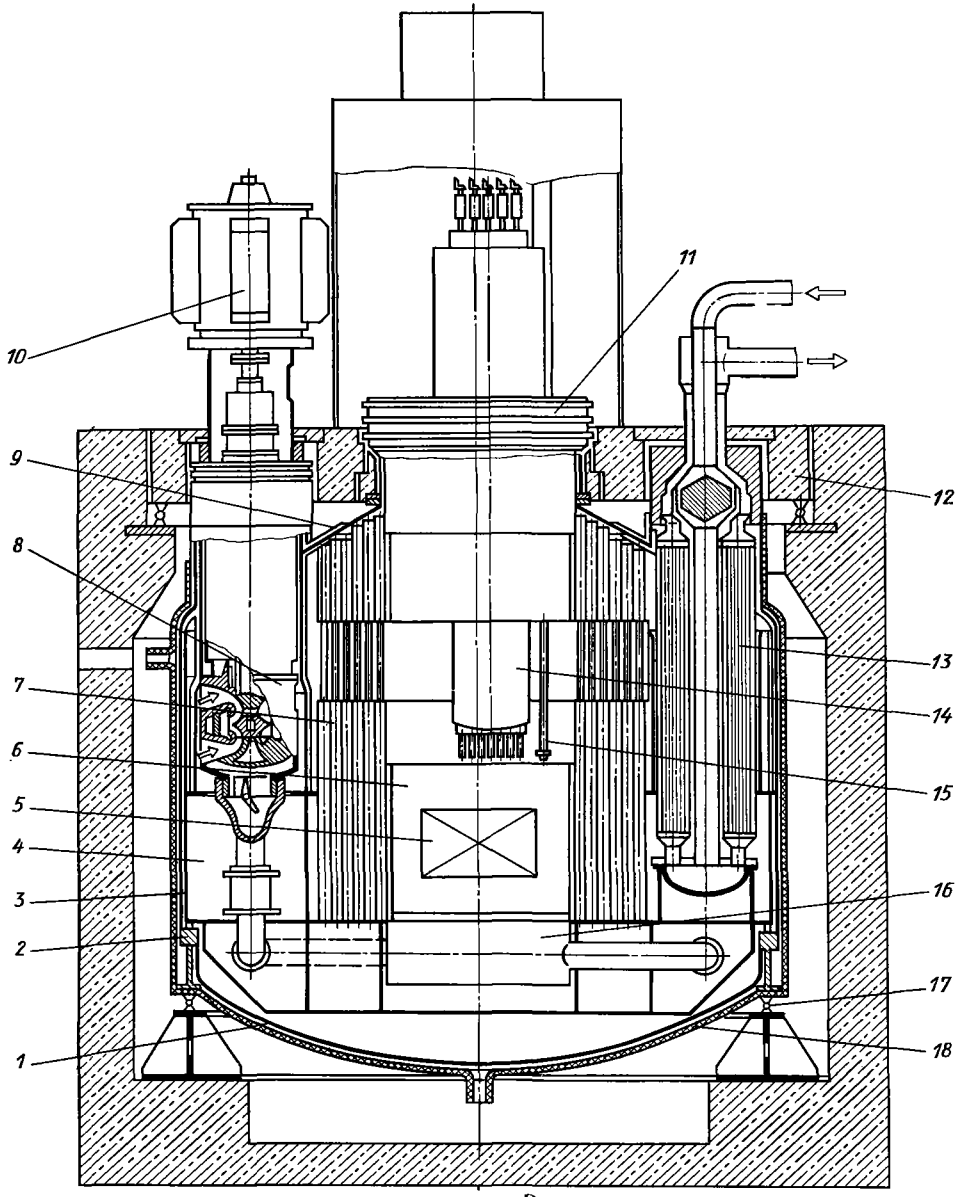


Рис. 9.10.
Общий вид реактора БН-600

межтрубное пространство теплообменника в нижнюю часть корпуса, откуда вновь всасывается циркуляционным насосом *8*. Пространство над уровнем натрия в корпусе заполнено аргоном под давлением 0,14 МПа.

Верхняя часть корпуса реактора закрыта бетонной защитой *12*, в которой расположены поворотные пробки *11* с механизмами *15* перегрузки сборок и механизмами *14* СУЗ. Поворотные пробки расположены эксцентрично оси активной зоны, что обеспечивает наведение механизма *15* перегрузки на любую сборку. Перегрузка производится при

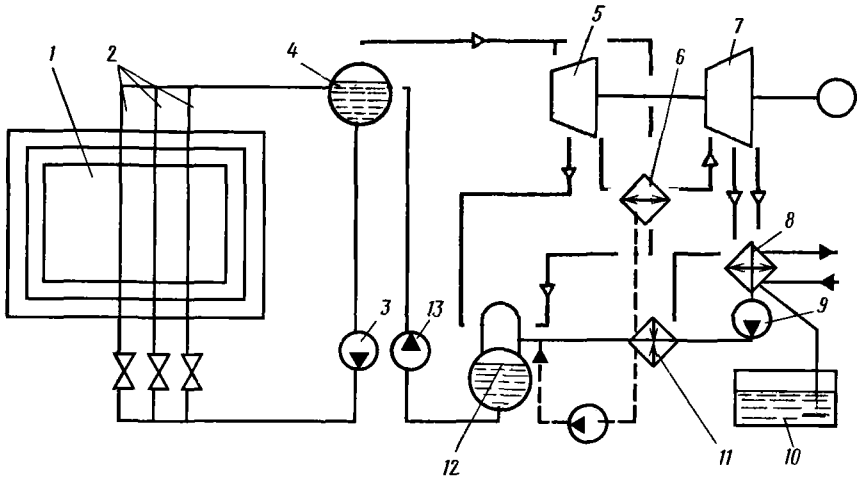


Рис. 9.11.
Принципиальная схема блока АЭС с реактором РБМК-1000

погашенной цепной реакции деления, но без разгерметизации внутренней полости реактора. Снаружи корпус реактора закрыт страховочным кожухом *18*, обеспечивающим сохранение уровня натрия под поверхностью активной зоны при разгерметизации корпуса. Пространство между корпусом и страховочным кожухом используется для разогрева корпуса перед заполнением его натрием.

Принципиальные схемы АЭС. Принципиальная схема блока АЭС с графитоводным канальным реактором РБМК-1000 (см. рис. 9.7) приведена на рис. 9.11. Контур охлаждения активной зоны *1* реактора состоит из двух идентичных петель (на рис. 9.11 показана одна). Различают контур охлаждения реактора и контур рабочего тела турбоустановки. Контур охлаждения включает рабочие (технологические) каналы *2*, содержащие твэлы, четыре главных циркуляционных насоса *3* и два барабана-сепаратора *4*, соединенных коллекторами и трубопроводами. Расход теплоносителя через каждый технологический канал можно регулировать специальным вентилем. Пар из барабанов-сепараторов с давлением 6,59 МПа, температурой 557 К и влажностью не более 0,1 % направляется к быстроходной паровой турбине *5* мощностью 500 МВт. При расширении в части высокого давления паротурбинной установки влажность пара увеличивается до 15 %, и весь пар поступает в сепаратор-пароперегреватель *6*, где происходит отделение влаги и перегрев пара до температуры 538 К при давлении 0,31 МПа передачей теплоты от пара начальных параметров.

Перегретый пар направляется в часть низкого давления *7* турбины, где расширяется до давления 0,004 МПа при влажности 7 %. Конденсат из конденсатора *8* насосом *9* направляется в подогреватель низкого давления *11*, деаэратор *12* и питательным насосом *13* возвращается в контур циркуляции теплоносителя ядерного реактора. Из объема *10* осуществляется подпитка контура химически очищенной водой. Перегрев пара может осуществляться и в ядерном реакторе. В этом случае насыщенный пар из барабана-сепаратора направляется непосредственно в пароперегревательные технологические каналы и затем в турбину.

Принципиальная схема АЭС с водо-водяным реактором ВВЭР (см. рис. 9.9) приведена на рис. 9.12. В корпусе реактора *1*, заполненного водой под

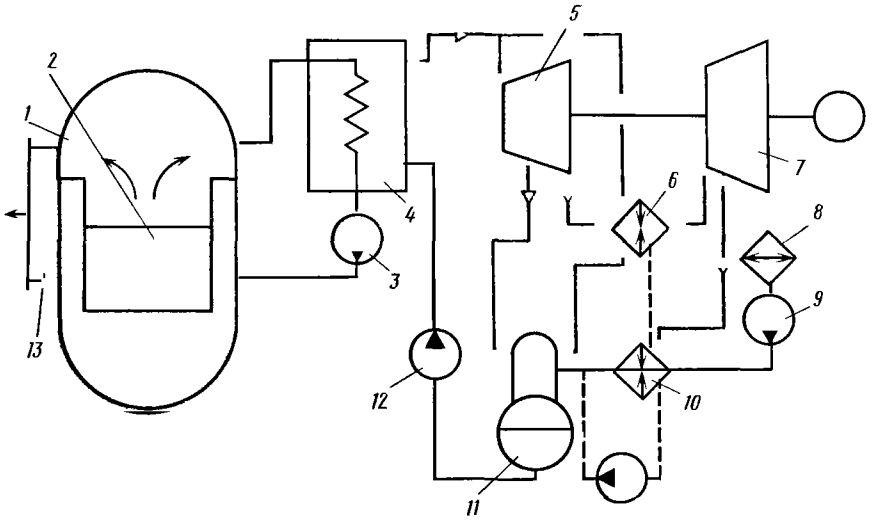


Рис. 9.12.
Принципиальная схема АЭС с реактором ВВЭР

давлением (поддерживается компенсатором объема), содержится активная зона *2*, омываемая движущимся вертикально вверх потоком теплоносителя. Подогретая на 20–40 К при прохождении через активную зону, но не догретая до насыщения вода циркуляционным насосом *3* первого контура направляется в парогенератор *4*, в котором передает свою теплоту теплоносителю второго контура. Паротурбинная установка включает часть высокого давления *5* турбины, сепаратор-пароперегреватель *6*, часть низкого давления *7* турбины, конденсатор *8*, конденсатный насос *9*, подогреватель низкого давления *10*, деаэратор *11*, питательный насос *12*. Реакторы ВВЭР мощностью 440 и 1000 МВт имеют соответственно шесть и четыре парогенератора и две турбоустановки, а следовательно, шесть или четыре петли первого контура. На рис. 9.12 показана схема только одной петли. Объединение расхода пара от других петель (поз. *13*) происходит перед частью высокого давления турбины.

Первый контур АЭС с реактором БН-600 (см. рис. 9.10) расположен в корпусе реактора *1* (рис. 9.13) и включает активную зону *2*, циркуляционный насос *5*, теплообменник *4* первого контура. Все элементы первого контура расположены под уровнем натрия *3*, отделенного от крышки корпуса слоем газа. Здесь применена интегральная компоновка, которая отличается от петлевой, когда насос и теплообменник первого контура расположены вне корпуса реактора. В реакторе БН-600 имеется три петли первого контура. Второй контур АЭС образован теплообменником *4*, циркуляционным насосом *6* и парогенератором *7*. Давление теплоносителя второго контура (натрия) несколько больше, чем первого, что препятствует утечке радиоактивного натрия из первого контура во второй. Теплоноситель второго контура передает теплоту активной зоны рабочему телу третьего контура – воде и водяному пару. В третьем контуре используется паротурбинная установка с промежуточным перегревом пара между частями высокого *8* и низкого *9* давления. Конденсатно-питательный тракт *10* имеет традиционную для таких установок схему. Применение трехконтурных

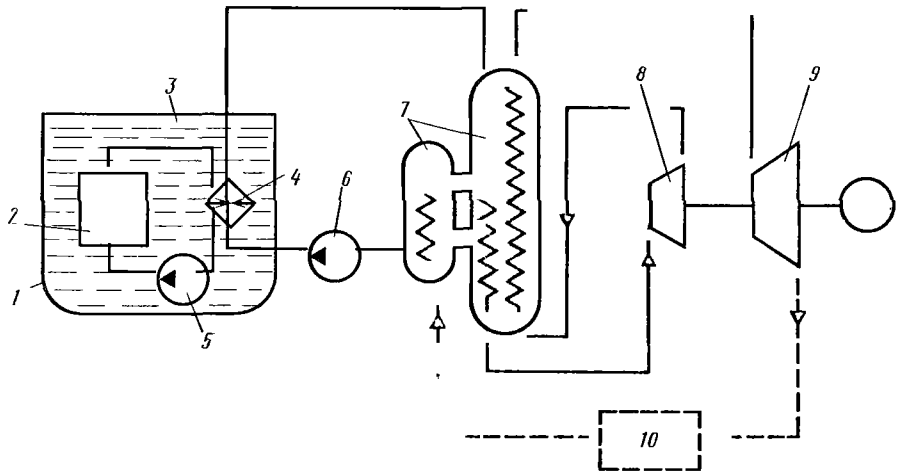


Рис. 9.13.
Принципиальная схема АЭС с реактором БН-600

установок на АЭС с реакторами типа БН исключает попадание воды в активную зону реактора.

Наряду с теплотой ядерный реактор выделяет большое число радиоактивных нуклидов, приводящих к интенсивным ионизирующим излучениям активной зоны и оборудования первого контура. Для станции электрической мощностью 1000 МВт равновесная активность составляет $0{,}27 \cdot 10^9$ Ки. Однако эксплуатация АЭС показывает, что конструкции твэлов и всего оборудования первого контура обеспечивают надежную локализацию активности. Активация водного теплоносителя обусловлена активацией атомов кислорода и продуктов коррозии или примесей, имеющихся в теплоносителе. В связи с этим необходимо предъявлять особо высокие требования к качеству конденсата и герметичности первого контура.

В процессе эксплуатации принимаются специальные меры по снижению уровня радиоактивного загрязнения оборудования путем дезактивации оборудования, трубопроводов, помещений водными растворами кислот, щелочей органических растворителей. Жидкие радиоактивные отходы АЭС (главным образом загрязненная вода) подвергаются специальной очистке, после чего возвращаются в замкнутый контур станции. Газообразные радиоактивные отходы (радиоактивные газы и аэрозоли) подлежат специальной очистке в фильтрах, камерах выдержки перед удалением их в атмосферу через вентиляционные трубы высотой более 100 м. Твердые отходы АЭС в специальных контейнерах транспортируются в хранилища отработавшего ядерного топлива.

После гашения цепной реакции деления тепловыделение в активной зоне продолжается за счет радиоактивного распада продуктов деления (остаточное тепловыделение). Поэтому необходимо охлаждать активную зону во все периоды эксплуатации реактора, в том числе и при возможных отказах систем циркуляции теплоносителя. Эта особенность АЭС учитывается введением дублирования систем питания ответственных агрегатов, их резервированием.

Электростанции с газотурбинными и комбинированными установками

Преимуществом ГТУ, по сравнению с ПТУ, является уменьшение капитальных затрат, металлоемкости теплообменного оборудования, объемов строитель-

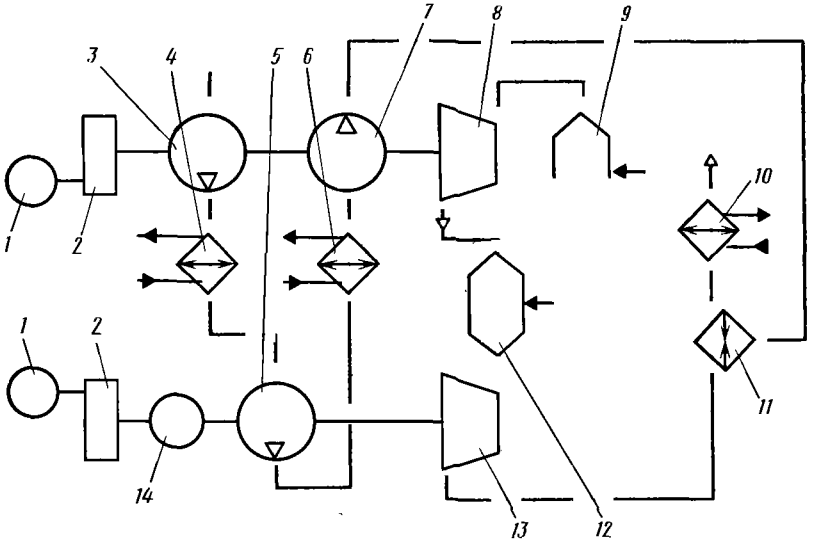


Рис. 9.14.
Принципиальная схема установки ГТД-50-800 ХТГЗ

но-монтажных работ, сроков строительства и численности обслуживающего персонала. ГТУ обладают высокой маневренностью. Широкое распространение газотурбинных электростанций сдерживается трудностью достижения высоких начальных температур газа и использования в ГТУ твердого топлива. Кроме того, мощность ГТУ в настоящее время ограничивается значением 100–200 МВт.

ГТУ применяют для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты. Например, установка ГТ-50-800, ПО «Харьковский турбинный завод» им. С. М. Кирова (рис. 9.14), электрической мощностью 50 МВт и температурой газов перед турбиной 1073 К, имеющая КПД 33,5 %, отпускает потребителям теплоту в количестве 294 ГДж/ч. Атмосферный воздух, сжатый в компрессоре *3* низкого давления (за ступенью 0,25 МПа, 553 К), поступает в воздухоохладитель *4*, уменьшающий температуру до 308 К, затем сжимается в компрессоре *5* среднего давления, проходит вторую ступень воздухоохладителя *6* и в компрессоре *7* высокого давления сжимается до давления 1,8 МПа при температуре 433 К.

В регенераторе *11* за счет теплоты уходящих газов воздух подогревается до 643 К и подается в камеру сгорания *9* высокого давления. После турбины *8* высокого давления продукты сгорания (давление 0,63 МПа, температура 853 К) подаются в камеру сгорания *12* низкого давления; сжигание дополнительного топлива повышает их температуру до 1043 К. Из турбины *13* низкого давления газы поступают в регенератор *11* (температура на входе 713 К) и подогреватели *10* воды. Турбоустановка выполнена двухвальной. Мощность турбины высокого давления используется для привода двух ступеней компрессора. Турбина низкого давления *13* приводит генератор *14*. Пуск ГТУ осуществляется пусковыми двигателями *1* через редукторы *2*. Подогреватели *4*, *6* и *10* обеспечивают теплофикационную нагрузку.

ГТУ, предназначенные для покрытия пиковых нагрузок, имеют более простую схему по сравнению с ПТУ, что при некотором снижении КПД позволяет существенно уменьшить капитальные затраты. Установка, показанная на рис. 9.15, двухвальная: на одном раз-

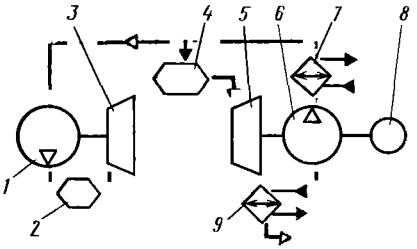


Рис. 9.15.
Принципиальная схема установки ГТД-100-750 ЛМЗ

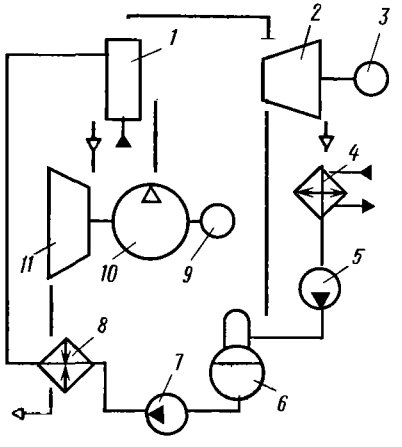
мещены компрессор высокого давления *1* и турбина *3* высокого давления; на другом – турбина *5* низкого давления, компрессор *6* низкого давления и генератор *8*. Камеры сгорания *2* и *4* расположены соответственно перед турбинами высокого и низкого давления, охладители воздуха *7* и продуктов сгорания *9* обеспечивают отбор теплоты на теплофикацию. КПД установки равен 28 %.

Среди разнообразных схем более эффективных парогазовых установок, главным образом с бинарным циклом, следует выделить установки с высоконапорным котлом (рис. 9.16, *а*) и низконапорным (рис. 9.16, *б*).

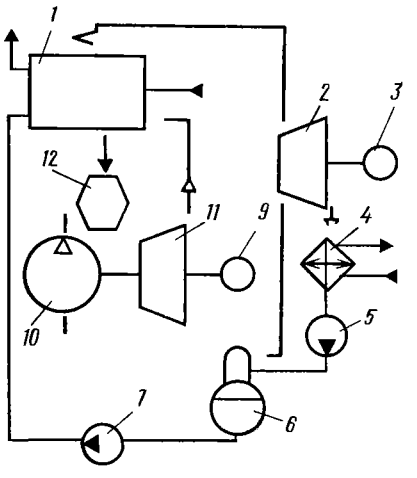
В установке, показанной на рис. 9.16, *а*, необходимый для горения воздух подается в котел *1* компрессором *10*; продукты сгорания расширяются в газовой турбине *11* и используются для подогрева питательной воды в экономайзере *8*. Основное количество теплоты рабочему телу паровой турбины *2* передается в котле *1* при максимальном давлении газовой среды цикла. Конденсатно-питательный тракт ПТУ традиционен и включает конденсатор *4*, насос *5*, деаэратор *6* и питательный насос *7*. Электрическая мощность установки является суммой мощностей генераторов *3* и *9* соответственно парового и газового циклов.

В установке, показанной на рис. 9.16, *б*, подвод теплоты к газовому циклу происходит при высоком давлении за компрессором *10* в камере сгорания *12*, а к паровому – при низком давлении за газовой турбиной *11* в котле *1*. Подвод топлива осуществляется как в камере сгорания, так и в котле. При одной и той же максимальной температуре цикла перед газовой турбиной (923–1123 К) КПД установки с вы-

Рис. 9.16.
Принципиальная схема парогазовой установки с котлом:
а – высоконапорным; *б* – низконапорным



а)



б)

соконапорным котлом (39–46% в зависимости от типа ПТУ) на 2–3% больше, чем КПД установки с низконапорным котлом. Удельный расход топлива в ПГУ с высоконапорным котлом меньше на 6–9%, чем в паротурбинной установке (с теми же параметрами пара), а капитальные вложения – на 10–15% ниже на 1 кВт установленной мощности.

Установки с высоконапорным котлом имеют малые объем котла (ввиду высокого давления в топке) и металлоемкость поверхностей нагрева ПТУ, уменьшенный объем компоновки. В то же время в схеме с низконапорным котлом возможно независимое функционирование ГТУ и ПТУ, в топке котла можно сжигать твердое топливо, что невозможно в схеме с высоконапорным котлом (так как продукты сгорания должны пройти через проточную часть ГТУ). Из изложенного очевидна большая надежность установки с низконапорным котлом.

9.2. Экономичность работы электростанций

Графики электрических и тепловых нагрузок электростанций

Электрическая и тепловая энергия, производимая ТЭС и АЭС, должны использоваться потребителем практически в момент их производства. Эта особенность работы электрических станций связана с отсутствием эффективных способов аккумулирования продукции и обусловливает требование высокой надежности работы электростанций. Надежность электроснабжения повышается при объединении электростанций линиями электропередачи в энергетические системы.

Энергетическая система позволяет уменьшить резервные мощности, так как одновременный отказ большого числа электростанций системы менее вероятен. При объединении наиболее рационально используются разные типы электростанций.

Условия работы энергосистемы и входящих в ее состав электростанций определяются режимом энергопотребления в обслуживаемом районе. Последний принято представлять соответствующими графиками нагрузок: суточными, недельными, годовыми. Различают фактический график нагрузок (рис. 9.17, *а*), представляющий зависимость нагрузки $N(\tau)/N_{max}$ энергосистемы от времени τ, и график продолжительности нагрузок (рис. 9.17, *б*), характеризующий число часов τ, в течение которых нагрузка энергосистемы была не менее некоторой величины N/N_{max}. Суточные графики нагрузок энергорайона зависят от дня недели, периода года. Наиболее неравномерны суточные графики нагрузки для европейской части СССР в связи с большой долей энергии коммунально-бытового потребления. Недельный и годовой графики нагрузок характеризуются меньшей неравномерностью, и их покрытие энергосистемой является менее сложной задачей, чем обеспечение графика суточной нагрузки в связи с максимальной скоростью изменения потребляемой мощности в течение суток, что предъявляет наиболее жесткие технические требования к конструкции агрегатов электростанций.

Переменность графика нагрузок энергосистемы приводит к невозможности работы всех электростанций на полной установленной мощности. В этом режиме работают лишь электростанции, покрывающие базовую часть нагрузки *I* (рис. 9.17, *б*). Для обеспечения переменной

Энергетическая система – совокупность электростанций, электрических и тепловых сетей, соединенных между собой и связанных общностью режима в непрерывном процессе производства, преобразования и распределения электрической энергии и теплоты при общем управлении этим режимом.

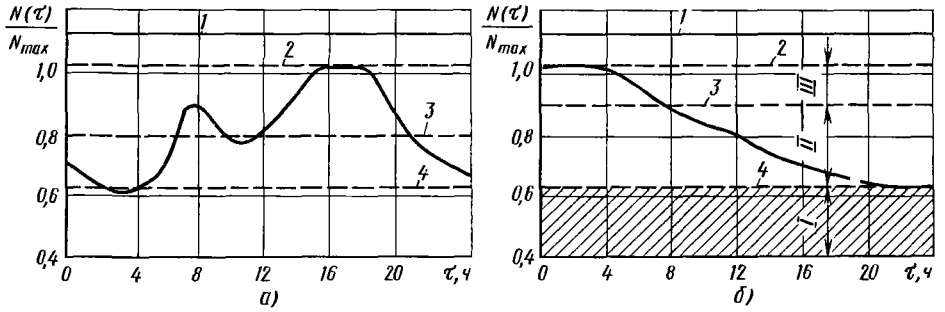


Рис. 9.17.
Графики нагрузки энергосистемы:
а – типичный суточный фактический; *б* – график продолжительности; *1* – суммарная установленная мощность; *2* – максимальная мощность; *3* – средняя мощность; *4* – минимальная мощность энергосистемы

части графика нагрузки *II* и *III* предусматриваются полупиковые и пиковые электростанции. Пиковые электростанции эксплуатируются 500 – 1500 ч в году, полупиковые – 3500 – 4500 ч, базовые – более 5500 ч. В настоящее время и в ближайшей перспективе базовая часть графика нагрузки будет покрываться электропередачей электроэнергии от мощных ГЭС и ТЭС.

Пиковые нагрузки обеспечиваются пиковыми электростанциями: газотурбинными, гидроаккумулирующими (ГАЭС), регулирующими гидроэлектростанциями. ГАЭС дают возможность не только покрывать пики нагрузки, но и выравнивать график нагрузки за счет зарядки ГАЭС при работе в насосном режиме в период уменьшения нагрузки других потребителей энергосистемы. Тепловая экономичность пиковых электростанций может быть ниже, чем базовых. Это позволяет уменьшить капитальные затраты пиковых электростанций, что практически не влияет на энергобаланс страны вследствие небольшой доли пиковых мощностей.

Коэффициент использования установленной мощности станции (КИУМ) (произведение установленной мощности на календарное число часов в году $\tau_г = 8760$) является показателем количественной оценки загрузки оборудования электростанции:

$$\text{КИУМ} = \int_0^{\tau_1} N(\tau)\,d\tau/(N_{уст}8760).$$

Работа станции характеризуется также годовым числом часов использования установленной мощности

$$\tau_{уст} = \int_0^{\tau_г} N(\tau)\,d\tau/N_{уст} = \text{КИУМ} \cdot 8760.$$

КИУМ для ТЭС составляет примерно 0,62 – 0,71, а всех электростанций – 0,54 – 0,56. Это означает, что генерирующие мощности превышают почти в 1,5 – 2 раза необходимые для выработки такого же количества энергии при работе с равномерной номинальной нагрузкой в течение года. Такое использование установленной мощности обусловливается в значительной степени неравномерностью графика нагрузки, а также необходимостью резерва (аварийного и ремонтного) в энергосистеме. Наиболее высок КИУМ для ГРЭС; для отдельных районов он достигает 0,74, чему

Коэффициент использования установленной мощности станции – отношение количества выработанной станцией за год энергии к количеству энергии, которое могла бы выработать станция за тот же период при полной загрузке.

соответствует $\tau_{уст} = 6500$. Дальнейшее увеличение КИУМ ($\tau_{уст}$) может привести к неоправданному росту затрат, связанных с обеспечением требуемой в этих условиях надежности оборудования.

График тепловых нагрузок (суточные, годовые) характеризуется, как правило, еще большей неравномерностью, чем график электрических нагрузок. Наиболее равномерна в течение года промышленная тепловая нагрузка, кроме того, она изменяется в течение суток. Отопительная тепловая нагрузка имеет сезонный характер и зависит от климатических условий. Горячее водоснабжение определяется днями недели и резко меняется в течение суток. В результате для ТЭЦ, обеспечивающих покрытие теплофикационной нагрузки, КИУМ оказывается меньше, чем для КЭС, и КИУМ $= 0{,}46 \div 0{,}63$.

Тепловая экономичность и технико-экономические показатели электростанций

Тепловая экономичность электростанций ГРЭС, АЭС с конденсационными турбинами характеризуется КПД станции и удельным расходом теплоты на единицу произведенной электроэнергии. Часто применяется также удельный расход условного топлива. Баланс энергии электростанции можно представить в виде

$$Q_с = N_{эл} + Q_к + Q_м + Q_{эг} + Q_{тр} + Q_т, \qquad (9.1)$$

где $Q_с$ – теплота органического топлива, сжигаемого без потерь с недожогом, или ядерного топлива; $N_{эл}$ – электрическая энергия, отпущенная с клемм генераторов; $Q_к$ – отвод теплоты с охлаждающей водой конденсатора; $Q_м$ – механические потери в подшипниках и других элементах турбины; $Q_{эг}$ – потери энергии в электрогенераторе; $Q_{тр}$ – потери теплоты в соединительных трубопроводах станции; $Q_т$ – потери теплоты в топке (от неполноты сгорания, с уходящими газами) или в ядерном реакторе.

Если отнести все входящие в уравнение (9.1) величины к отпущенной электроэнергии, то баланс энергии электростанции приобретает вид

$$q_с = 1 + q_к + q_м + q_і + q_{тр} + q_т = 1 + \sum q_{пот}, \qquad (9.2)$$

КПД станции определяется отношением

$$\eta_с = N_{эл}/Q_с = 1/q_с = (q_с - \sum q_{пот})/q_с = $$
$$= 1 - \sum q_{пот}/q_с. \qquad (9.3)$$

КПД станции часто определяется прямым сопоставлением произведенной электроэнергии с расходом топлива так, что для органического топлива

$$\eta_с = N_{эл}/BQ^н_р = 0{,}123/b, \qquad (9.4)$$

где B – расход топлива за время выработки электрической энергии $N_{эл}$; b – удельный расход условного топлива, кг/(кВт · ч).

Расход ядерного топлива определяется числом ядер, участвующих в реакции деления и захвата нейтронов. Связь между выделением энергии $Q_с$ в реакторе и расходом B ядерного топлива выражается равенством

$$Q_с = 68 \cdot 10^9 B \text{ кДж}. \qquad (9.5)$$

Расход B ядерного топлива в реакторе, используемый для получения теплоты, существенно меньше расхода $B_п$ ядерного топлива, проходящего через реактор при перегрузках. Это связано с тем, что для получения теплоты применяется относительно небольшая часть ядерного топлива. Если $B/B_п = a$, то

$$Q_с = 785aB_п = KB_п, \qquad (9.6)$$

где $K = 785a$ – теплота, выделяющаяся в реакторе на 1 кг прошедшего через него ядерного топлива, – глубина выгорания.

С учетом (9.6) КПД атомной электростанции $\eta_с = N_{эл}/KB_п$. Годовой расход топлива (в кг) на ТЭС и АЭС составляет

$$B_{год} = N_{эл}\tau_{уст}/\eta_с Q^н_р;$$

$B_{\text{п.год}} = N_{\text{эл}}\tau_{\text{уст}}/(\eta_{\text{с}}K24000)$.

Отношение $N_{\text{эл}}/\eta_{\text{с}} = N_{\text{т}}$ – тепловая мощность ядерного реактора АЭС.

КПД станции брутто определяется произведением КПД отдельных элементов ее технологической схемы

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{э}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{т}} = \\ = \eta_t\eta_{oi}\eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{к}}, \quad (9.7)$$

где η_t – термический КПД турбоустановки; η_{oi} – внутренний относительный КПД турбоустановки; $\eta_{\text{э}} = \eta_t\eta_{oi}\eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}}$ – абсолютный электрический КПД турбоустановки, учитывающий механические и электрические потери; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД транспорта теплоты по трубопроводам; $\eta_{\text{к}}$ – КПД котла.

С учетом расхода электроэнергии на механизмы, обеспечивающие работу станции, собственные нужды, определяется КПД станции нетто

$$\eta_{\text{с}}^{\text{н}} = \eta_{\text{с}}(1 - э_{\text{сн}}),$$

где $э_{\text{сн}} = N_{\text{сн}}/N_{\text{эл}}$ – относительный расход электроэнергии, затрачиваемой на собственные нужды станции.

Для современных ТЭС $\eta_t = 0{,}4 \div 0{,}6$; $\eta_{oi} = 0{,}6 \div 0{,}9$; $\eta_{\text{м}} \approx \eta_{\text{г}} = 0{,}97 \div 0{,}99$; $\eta_{\text{тр}} = 0{,}96 \div 0{,}99$.

Для одноконтурных АЭС КПД станции рассчитывается по уравнению (9.7), где $\eta_{\text{к}}$ определяется потерями теплоты собственного реактора, складывающимися из потерь на охлаждение системы управления и защиты, отражателя, биологической защиты $q_{\text{р.охл}}$, и потерями с продувкой $q_{\text{р.пр}}$, причем КПД парогенератора

$$\eta_{\text{пг}} = \eta_{\text{р}} = 1 - q_{\text{р.охл}} - q_{\text{р.пр}},$$

где $q_{\text{р.охл}} = 0{,}03 \div 0{,}05$; $q_{\text{р.пр}} = 0{,}01$.

Для двухконтурных АЭС КПД станции

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{I\text{к}}\eta_{II\text{к}} = \eta_{I\text{к}}\eta_{\text{пг}}\eta_{\text{тр.}II\text{к}}\eta_{\text{э}}, \quad (9.8)$$

где $\eta_{I\text{к}} = 1 - q_{I\text{к.охл}} - q_{I\text{к.пр}}$ – КПД первого контура, учитывающий потери с охлаждением и продувкой; $\eta_{\text{пг}} = 1 - q_{\text{пг.охл}} - q_{\text{пг.пр}}$ – КПД парогенератора второго контура, учитывающий потери с охлаждением и продувкой; $\eta_{\text{тр}II\text{к}} = 0{,}985 \div 0{,}988$ – КПД транспорта теплоты по трубопроводам второго контура (оценки потерь и КПД даны применительно к реактору ВВЭР).

Для расчета КПД трехконтурных АЭС в уравнение (9.8) добавляется множитель, учитывающий КПД транспорта теплоты через теплообменники и трубопроводы промежуточного контура ($\eta_{\text{пром.к}} = 0{,}98$). Затраты на собственные нужды АЭС рассчитываются с учетом механизмов всех контуров. Фактический эксплуатационный КПД станции оказывается несколько ниже расчетного вследствие работы на частичных нагрузках, дополнительных потерь при пусках, остановах и др.

Для определения тепловой экономичности ТЭЦ общий расход теплоты по установке разделяется на доли, затрачиваемые на производство отдельных видов энергии. Если Q_0 – теплота, подводимая к установке, а $Q_{\text{тп}}$ – теплота, поступившая потребителю, то электрический КПД турбоустановки в ТЭЦ

$$\eta_{\text{э.тэц}} = N_{\text{эл}}/(Q_0 - Q_{\text{тп}}/\eta_{\text{тп}}), \quad (9.9)$$

где $\eta_{\text{тп}}$ – КПД производства и транспорта теплоты потребителю.

Переход от электрического КПД турбоустановки к КПД станции может быть осуществлен по методике, изложенной ранее для КЭС. При определении КПД ТЭЦ по формуле (9.9) все преимущества теплофикации относят к выработке электроэнергии. Такое отнесение условно, поскольку КПД ТЭЦ зависит как от ее технического совершенства, так и от соотношения между выработанной электрической энергией и теплотой $э = N_{\text{эл}}/Q_{\text{тп}}$. В ТЭЦ снижается расход пара на производство электроэнергии, так как часть пара поступает в отбор, благодаря чему уменьшаются тепловые потери в конденсаторе. Количество электроэнергии, вырабатываемое паром, поступающим к потребителям, называется выработкой электроэнергии на тепловом потреблении $N_{\text{эл.тп}}$, а отношение

$N_{эл.тп}/Q_{тп} = э_{тп}$ – удельной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении. Чем больше величина $э_{тп}$, тем целесообразнее комбинированная выработка тепловой и электрической энергии.

Усилия конструкторских, научных организаций, изготовителей энергетического оборудования и эксплуатационного персонала направлены на существенное сокращение удельных расходов условного топлива на 1 кВт·ч отпущенной энергии. Главными факторами, обеспечивающими рост КПД электростанций, являются повышение параметров пара и рост единичной мощности агрегатов при оптимальных термодинамических и экономических показателях оборудования. На КЭС переход от параметров пара 8,8 МПа, 773–808 К при мощности агрегатов 50–100 МВт к параметрам пара 12,7 МПа, 838/838 К при мощности агрегатов 150–200 МВт привел к снижению удельного расхода условного топлива с 420 до 350–345 г/(кВт·ч). Блоки на сверхкритических параметрах 23,5 МПа, 838/838 К имеют удельный расход условного топлива 320 г/(кВт·ч). Удельные показатели Костромской, Экибастузской, Запорожской ГРЭС мощностью 4800–3600 МВт со сверхкритическими параметрами пара находятся на уровне показателей лучших мировых образцов.

Благодаря комбинированной выработке электроэнергии удельный расход условного топлива ТЭЦ на отпущенную электроэнергию меньше на 25%, чем на КЭС с аналогичными параметрами пара. Доля отпуска теплофикационной теплоты составляет около 50% полезно отдаваемой энергии, а потери с охлаждающей водой – около 20%.

Современные АЭС с реакторами ВВЭР и РБМК достигли технико-экономических показателей, свидетельствующих о их конкурентоспособности с традиционными ТЭС. Расчетные затраты на производство электроэнергии для энергоблоков АЭС мощностью 1000 МВт составляют в европейской части СССР 0,85–1,0 коп./(кВт·ч), в то время как на ТЭС 1,1–1,15 коп./(кВт·ч).

10. СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

10.1. Процессы сушки и увлажнения

Основные типы процессов сушки

Сушка широко используется в промышленности и сельском хозяйстве, так как во многих случаях необходимо удалять содержащуюся в материале излишнюю влагу. На сушку материалов в народном хозяйстве расходуется 10 – 15 % всех топливно-энергетических ресурсов страны. Во многих случаях сушка определяет качество готовой продукции (литье, топливо, бумага, товары широкого потребления, керамика, стройматериалы и др.), стойкость материалов при хранении (пищевые продукты, древесина, биопрепараты, фармапевтические материалы и др.), а также технико-экономические показатели некоторых производств в целом (целлюлозно-бумажного, овощесушильного производства, консервирования продуктов и др.).

Известны два основных вида сушки: тепловая и механическая. Тепловая сушка осуществляется с затратой теплоты на фазовое превращение удаляемой жидкости. Если подвод теплоты к материалу и отвод влаги из него производятся в специальных сушильных установках, то такая тепловая сушка называется искусственной. Тепловая сушка, осуществляемая на открытом воздухе без специальных установок, называется естественной. Эта сушка в производстве встречается реже, но имеет место в процессах хранения и транспортировки материалов. Механический вид сушки связан с удалением наименее прочно связанной с материалом жидкости механическим путем (фильтрацией, прессованием, центрифугированием) или посредством его контактирования с материалом, поглощающим жидкость, и далее не рассматривается.

По способу подвода теплоты к материалу сушку делят на конвективную, кондуктивную, терморадиационную (инфракрасными лучами), комбинированную (кондуктивно-конвективную, радиационно-конвективную и др.) и сушку в поле токов высокой и сверхвысокой частоты. При этих способах сушки перевод жидкости в пар осуществляется в основном путем испарения или выпаривания жидкости в массе материала (например, при прогреве в электромагнитном поле).

Применяется также сушка сублимацией и сушка в вакууме при низких температурах и давлении ($1{,}333 \cdot 10^{-3}$ МПа и выше). Теплота к материалу в этом случае подводится кондукцией от нагретой поверхности или радиацией от нагретых экранов. Следовательно, вакуумная сушка практически является кондуктивной или терморадиационной. Сублимационная сушка осушествляется при давлении менее $0{,}62 \cdot 10^{-3}$ МПа, т. е. ниже тройной точки для воды, влага при этом превращается в лед и удаляется путем испарения льда (сублимации) за счет сообщения теплоты материалу извне.

Специфичными вариантами конвективной сушки дисперсных материалов являются сушка в разрыхленном, псевдоожиженном (кипящем, вихревом, фонтанирующем) и аэрофонтанном слое, во взвешенном состоянии и сушка растворов в распыленном состоянии.

Эти способы, отличающиеся друг от друга характеристиками слоя материала и его агрегатным состоянием, реализуются в разнообразных сушильных установках.

Сушка – процесс удаления жидкости (чаще влаги) из различных материалов.

В качестве теплоносителей в процессе сушки используются нагретые газы и поверхности (плиты, вальцы, цилиндры и др.). Кроме того, для сушки используется теплота, выделяющаяся в массе материала в результате взаимодействия его с электромагнитными волнами различной частоты.

Наиболее широко применяется конвективный способ сушки, при котором предварительно подогретый воздух в качестве теплоносителя и влагопоглотителя подается в сушильную камеру и вступает в процессы тепло- и массообмена с высушиваемым материалом. Конструкции таких конвективных сушильных установок сравнительно просты.

По способу действия различают сушильные установки периодического и непрерывного действия. В сушильной установке периодического действия сушильную камеру загружают материалом и разгружают периодически. При этом не обеспечивается равномерность сушки и имеют место непроизводительные затраты труда и времени. В сушильной установке непрерывного действия загрузка и выгрузка материала происходят непрерывно, что исключает отмеченные выше недостатки, но такой процесс обусловливает усложнение конструкции сушильных установок.

Сушка представляет собой, с физической точки зрения, сложный процесс переноса теплоты и массы (влаги) в материале и в то же время не менее сложный технологический процесс, при котором необходимо обеспечить сохранение и даже улучшение качественных показателей материала. Технология сушки учитывает свойства материалов и поэтому позволяет произвести выбор рационального способа сушки и установить оптимальный режим его проведения.

Влага материала

В процессе сушки или увлажнения содержание жидкости в материале изменяется. Количественно содержание жидкости в материале оценивается средним по объему массосодержанием d_m и локальным массосодержанием d в выбранной точке. Содержание воды оценивается влагосодержанием и влажностью W.

В теории сушки влагосодержание и влажность рассчитывают по отношению к массе абсолютно сухого материала

$$d_m = m_{вл}/m_{сух};\ W = 100 d_m, \qquad (10.1)$$

где $m_{вл}$ – масса влаги в материале; $m_{сух}$ – масса сухой части материала.

Иногда влагосодержание и влажность определяют по отношению к общей массе m_o влажного материала. В этих случаях

$$d_{mo} = m_{вл}/m_o = m_{вл}/(m_{сух} + m_{вл});$$
$$W_o = 100 d_{mo}. \qquad (10.2)$$

Связь между W и W_o устанавливается соотношениями

$$W = 100 W_o/(100 - W_o);$$
$$W_o = 100 W/(100 + W). \qquad (10.3)$$

Влага в материалах имеет три основные формы связи с твердым каркасом: химическую (химически связанная влага при сушке не удаляется), физико-химическую (адсорбционно-связанная вода, осмотически связанная вода) и физико-механическую (капиллярно-связанная вода). Помимо этого, учитывается вода, свободно удерживаемая и захваченная при формировании тела в процессе его увлажнения, а также вода, поглощенная материалом при непосредственном соприкосновении.

Удаление адсорбционной влаги связано с превращением ее в пар внутри материала. Осмотическая влага содержится в основном внутри материала в виде жидкости. Капиллярная влага в зависимости от режима сушки может удаляться из материала, перемещаясь в виде жидкости или пара. В зависимости от форм связи и свойств влажных материалов последние делятся на капиллярно-пористые, коллоидные и капиллярно-пористые коллоидные. В капиллярно-

пористых материалах (песок, активированный уголь и пр.) жидкость в основном связана капиллярными силами. После обезвоживания эти материалы становятся хрупкими, мало сжимаются и впитывают любую смачивающую жидкость. В коллоидных материалах (желатин, мучное тесто и пр.) преобладает адсорбционно-связанная и осмотическая влага. При удалении жидкости такие материалы сжимаются, но сохраняют эластичность. Капиллярно-пористые коллоидные материалы (древесина, кожа, глина, торф и пр.) обладают свойствами первых двух видов материалов.

Влажные материалы при обработке, использовании и хранении подвергаются воздействию теплоты, пара и жидкости. Воздействие теплоты и водяного пара на материал называют гигротермическим (характерно для сушки и хранения материалов в окружающей среде), а воздействие теплоты и жидкости — гидротермическим.

Гигротермическое равновесное состояние материала в окружающем воздухе с постоянной относительной влажностью $\varphi_в$ и температурой $T_с$ наступает через продолжительное время. В этом состоянии температура T материала равна температуре $T_с$ воздуха, давление $p_м$ паров воды у поверхности материала равно парциальному давлению $p_п$ водяного пара в воздухе и соответствует давлению $p_ж$ пара на поверхности жидкости и парциальному давлению $p_н$ насыщенного пара (рис. 10.1). Влагосодержание материала приобретает в этом состоянии некоторое постоянное значение $d_{тр} = d_р$, называемое равновесным влагосодержанием (или равновесной влажностью $W_р$), зависящим от $T_с$, $\varphi_в$ и способа достижения равновесия. Влагосодержание $d_р$ при $\varphi_в < 100\,\%$ называют гигроскопическим $d_г$. Равновесное влагосодержание материала, достигаемое при $\varphi_в = 100\,\%$, называют максимальным гигроскопическим $d_{max\,г}$.

Сушка материала может осуществляться, если у материала $d_т > d_{тр}$, соответствующего параметрам теплоносителя. Для осуществления сушки, хранения и использования высушенных материалов необходимо знать $d_{тр}$ в зависимости от $\varphi_в$ при различных $T_с$. Изменяя $\varphi_в$ воздуха при постоянной $T_с$, можно опытным путем получить зависимость между равновесным влагосодержанием $d_р$ материала и относительной влажностью $\varphi_в$ воздуха в виде кривой, называемой изотермой. В зависимости от способа достижения равновесия (увлажнение или сушка) различают изотермы сорбции и десорбции (рис. 10.1).

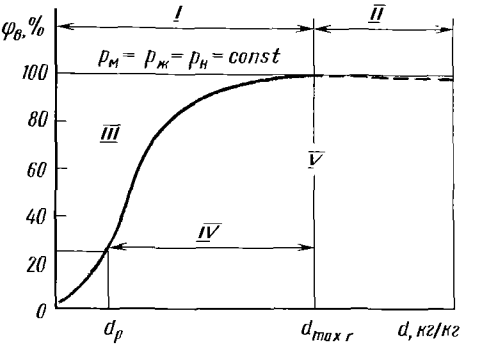


Рис. 10.1.
Изотерма десорбции (кривая равновесной влажности):
I — область гигроскопического состояния материала; *II* — область влажного состояния материала; *III* — область сорбции; *IV* — область десорбции; *V* — область сушки

Тепло- и массоперенос в процессе сушки

Процесс сушки представляет собой сложный комплекс взаимосвязанных процессов передачи теплоты от теплоносителя к материалу через пограничный слой (теплоотдача), фазового превращения (испарение), переноса теплоты и влаги внутри материала (тепло- и массоперенос), передачи влаги и теплоты с поверхности материала в среду через пограничный слой (тепломассообмен). В капиллярно-пористых телах при сушке может происходить перенос неконденси-

рующихся газов, пара и жидкости. Многокомпонентность этих материалов обусловливает сложный характер происходящего в них переноса теплоты и влаги.

Диффузионным или молекулярным переносом массы осуществляется перенос массы пара и инертного газа.

Фильтрационным или молярным переносом массы осуществляется перенос как пара и инертного газа, так и жидкости, которая может переноситься также путем диффузии и капиллярного впитывания. Все процессы переноса массы вещества описываются уравнениями

$$\vec{j}_m = \vec{j}_ж + \vec{j}_п =$$

$$= -a_m\rho_0 \nabla d - a_m\rho_0\delta \nabla T - k_р \nabla p \qquad (10.4)$$

и при постоянной температуре

$$\vec{j}_m = -D\nabla p, \qquad (10.5)$$

где $\vec{j}_m$ – вектор плотности потока вещества, кг/(м^2·с); $\vec{j}_ж$ и $\vec{j}_п$ – векторы плотности потоков соответственно жидкости и пара; a_m – коэффициент диффузии влаги в материале, м^2/с; ρ_0 – масса абсолютно сухого материала в единице объема влажного материала (плотность), кг/м^3; δ – относительный коэффициент термодиффузии влаги, 1/К; $k_р$ – коэффициент молярного переноса влаги; ∇p – градиент давления (при диффузии – парциального, при молярном переносе – общего давления); D – коэффициент переноса, различный для разных видов переноса; ∇d и ∇T – градиенты соответственно влагосодержания и температуры.

Первый член уравнения (10.4) определяет перенос влаги, обусловленный наличием ∇d (диффузией), второй – перенос влаги под влиянием ∇T (термодиффузией), третий – перенос влаги, обусловленный ∇p (фильтрацией). Направление термодиффузионной плотности потока массы вещества соответствует направлению плотности потока теплоты.

Все входящие в уравнение (10.4) коэффициенты зависят от величин d и T и находятся экспериментально. Для влажных материалов они приобретают характер эффективных величин, учитывающих суммарный перенос жидкости и пара. Плотность потока теплоты (в Вт/м^2) в материале может быть определена по уравнению

$$\vec{q}_т = -\lambda_э \nabla T. \qquad (10.6)$$

Эффективный коэффициент теплопроводности $\lambda_э$ [в Вт/(м·К)] зависит от свойств материала, а также от d и T. Он определяет способность влажного материала проводить теплоту кондукцией через его скелет и конвекцией за счет переноса пара и жидкости через материал.

Используя законы сохранения энергии и вещества и уравнения переноса (10.4) и (10.6), можно получить полную систему дифференциальных уравнений молярно-молекулярного тепломассопереноса, описывающих процессы переноса, например, *при сушке. В тех случаях, когда коэффициенты* и термодинамические характеристики могут быть приняты постоянными, молярный перенос отсутствует, система уравнений упрощается и получает вид

$$\partial T/\partial t = a\nabla^2 T + \varepsilon r/c_{пр}\,\partial d/\partial t;$$

$$\partial d/\partial t = a_m(\nabla^2 d + \delta\nabla^2 T), \qquad (10.7)$$

где a – коэффициент температуропроводности, м^2/с; ε – критерий (коэффициент) фазового превращения, характеризующий изменение d вследствие испарения по отношению к общему изме-

Диффузионный или молекулярный перенос массы – перенос массы, обусловленный диффузией.

Фильтрационный или молярный перенос массы – конвективный перенос, обусловленный гидродинамическим, макроскопическим движением пара и жидкости под влиянием внешних сил и перепада давлений.

нению d в данной точке тела; r – удельная теплота испарения, Дж/кг; $c_{пр}$ – приведенная (к 1 кг сухого вещества) удельная теплоемкость материала, $c_{пр} = c_{с.в} + c_{вл}d_m$, Дж/(кг · К).

Система уравнений (10.7) устанавливает связь между пространственными и временными изменениями d и T. Для однозначного определения полей этих величин необходимо задаться начальным их распределением в материале, законом взаимодействия окружающей среды с поверхностью материала и формой исследуемого образца. Анализ решений системы уравнений (10.7) при соответствующих краевых условиях позволил выявить механизм сушки различных материалов и создать серию скоростных методов экспериментального определения теплофизических характеристик влажных капиллярно-пористых тел.

Строгое аналитическое решение полной системы дифференциальных уравнений не всегда возможно, но анализ процесса сушки упрощается, если воспользоваться теорией подобия. Пусть, например, начальное распределение d и T в капиллярно-пористой пластине равномерное. Для этого случая поля температуры и влагосодержания при сушке могут быть получены при различных методах подвода теплоты аналитически, а в остальных случаях – экспериментально.

При конвективном подводе теплоты материал нагревается со стороны внешних слоев, в которых начинает испаряться влага. В результате в материале создаются градиенты T и d, вызывающие потоки влаги, противоположные по направлению (рис. 10.2, *а*), что снижает результирующую плотность потока влаги к поверхности.

Термодиффузия при кондуктивном подводе теплоты (рис. 10.2, *б*) имеет поток влаги, совпадающий по направлению с диффузионным потоком влаги

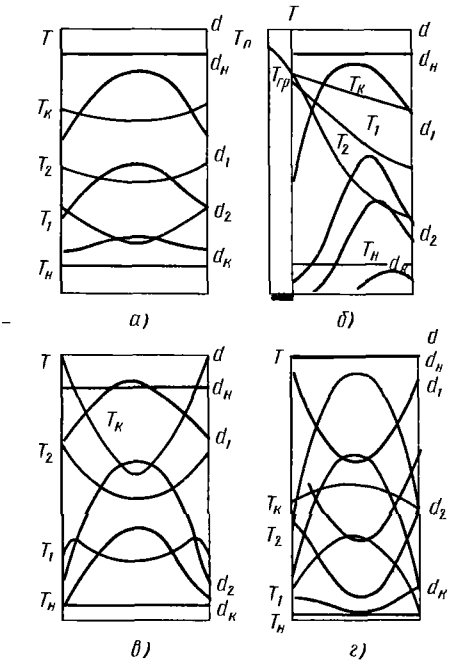


Рис. 10.2.
Характерные поля температур T и влагосодержания d в материале при сушке с различными методами подвода теплоты (н – начальное значение; к – конечное значение)

в большей части объема, примыкающей к внешней границе тела, и противоположный в контактной зоне материала, где имеется вторая зона парообразования.

При подводе теплоты к материалу излучением поля d и T подобны полям при конвективной сушке (рис. 10.2, *а*), но градиенты d и T выше. При T_c больше температуры поверхности материала обнаруживается аномальное распределение температуры (рис. 10.2, *в*), при котором максимум T находится на некотором расстоянии от поверхности материала.

При сушке материалов в электромагнитном поле высокой или сверхвысокой частоты (рис. 10.2, *г*) определяю-

Термодиффузия – перенос влаги под влиянием градиента температуры.

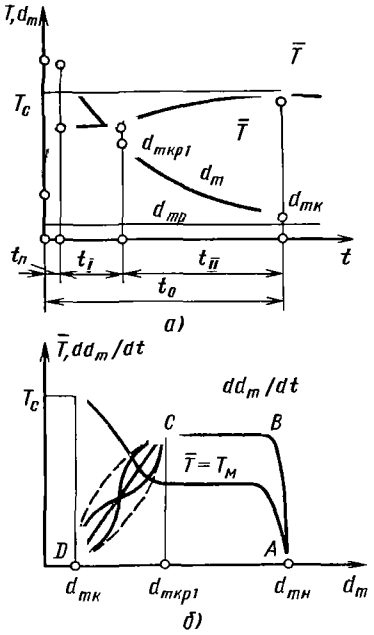


Рис. 10.3.
Характерные кривые кинетики конвективной сушки:
а – кривая сушки и термограмма сушки;
б – кривая скорости и температурная кривая сушки; *AB* – прогрев материала; *BC* – период постоянной скорости сушки; *CD* – период убывающей скорости сушки

щее влияние на интенсивность переноса влаги оказывает распределение температуры, при котором в центре материала она выше, чем на поверхности. При этом способе сушки направления диффузионного и термодиффузионного потоков влаги совпадают, наблюдается значительная интенсивность переноса влаги, поэтому этот способ целесообразно применять для материалов, сушка которых лимитируется переносом влаги к поверхности тела.

Сушка является необратимым нестационарным процессом, при котором $d = f(x, y, z, t)$, поэтому анализ процессов сушки и их расчет должны быть связаны с кинетикой процесса, отражающей изменение среднего влагосодержания d_m и средней температуры $\bar{T}$ материала с течением времени.

При сушке капиллярно-пористых коллоидных материалов изменение d_m во времени t происходит по зависимости, показанной на рис. 10.3, *а*, получаемой экспериментально. Изменение T в процессе сушки от t описывается кривой нагрева или термограммой сушки. Однако более полно кинетика сушки выявляется по температурным зависимостям $\bar{T} = f(d_m)$ и кривым скорости сушки $dd_m/dt = f(d_m)$ (рис. 10.3, *б*). Зависимости (рис. 10.3) свидетельствуют о том, что процесс сушки протекает в несколько периодов. В период прогрева $t_п$ материал прогревается, а d_m изменяется незначительно, причем при конвективной сушке $d_п > d_{mг}$, $T_c > T_п$, $p_c < p_п$ ($d_п$, $T_п$ и $p_п$ – соответственно влагосодержание, температура поверхности слоя и парциальное давление водяного пара над поверхностью материала). Длительность периода $t_п$ невелика, и при сушке «тонких» материалов его значением пренебрегают.

Период сушки t_I – период постоянной скорости сушки – характеризуется примерно постоянной скоростью сушки, неизменной $\bar{T}$, равной при конвективной сушке температуре адиабатного испарения (мокрого термометра), и равенством $p_п = p_н$. Интенсивность испарения в этот период соответствует испарению со свободной поверхности жидкости. Конец периода наступает в момент достижения поверхностью материала влагосодержания $d_п$, равного $d_{мг}$, которое затем, как и $p_п$, со временем снижается, при этом $p_п < p_н$, $p_п = f(d_п, T_п)$. Концу этого периода соответствует первое критическое влагосодержание $d_{м\,кр\,1}$. При сушке «толстых» материалов независимо от $d_{mн}$ период t_I не наблюдается.

Период сушки t_{II} определяется непрерывно убывающей скоростью сушки, ростом средней температуры $\bar{T}$ материала, приближающейся в конце процесса к температуре среды T_c. Практически сушка материала не доводится до $d_{mр}$ и заканчивается при $d_{mк} > d_{mр}$.

Процесс сушки на участке *CD* (рис. 10.3, *б*) зависит от форм связи влаги с материалом, способа подвода теплоты и режима сушки. Поэтому этот период иногда делят на две или три части (зоны) с наличием второго и третьего критических влагосодержаний.

Следует подчеркнуть, что важной закономерностью кинетики сушки является инвариантность значений некоторых величин от текущих значений влагосодержания и средней температуры, т. е.

$$(Nt)_{d_m} = \text{const},\ (N_I t)_{d_m} = \text{const},\ldots,$$

$$(t/t_I)_{\bar{T}} = \text{const},\ldots \qquad (10.8)$$

где N и N_I – максимальная скорость сушки и скорость сушки в период I.

Постоянство этих величин для данных текущих d_m и $\bar{T}$ независимо от режима процесса сушки позволяет семейства кривых сушки и нагрева представить едиными обобщенными кривыми сушки и нагрева, что составляет основу методов обобщения кинетических кривых в координатах $d_m - Nt$, $d_m - N_I t$, $\bar{T} - t/t_I$ и др., а также в безразмерных координатах.

В условиях обобщения общая продолжительность сушки t_o может быть определена по любой инвариантной величине, например,

$$t_o = (Nt)\, d_{m\text{к}}/N = \text{const}/N. \qquad (10.9)$$

Используя уравнения кривой сушки периода I (уравнения прямой) и уравнения для всех частей периода II (уравнения экспонент), можно получить формулу для вычисления общей длительности сушки

$$t_o = (d_{m\text{н}} - d_{m\,\text{кр}\,1})/N_1 + \sum_{i=1}^{i-1} \lg (d_{m\,\text{кр}\,i}/d_{m\,\text{кр}\,(i+1)})/(\chi_i N_i) + \lg (d_{m\,\text{кр}\,i}/d_{m\text{к}})/(\chi_i N_i), \qquad (10.10)$$

где i – число частей периода II сушки; χ_i – относительный коэффициент сушки в i-й части периода II; N_i – максимальная скорость сушки при критическом влагосодержании $d_{m\,\text{кр}\,i}$, 1/с.

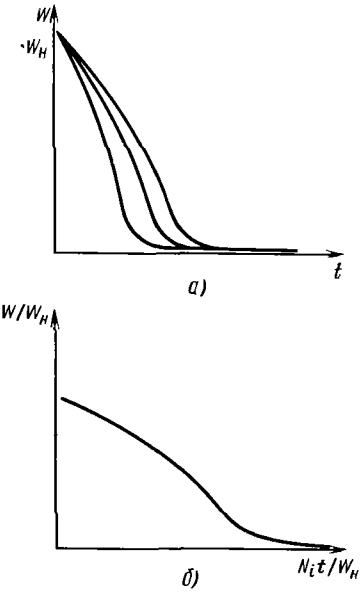


Рис. 10.4.
Характеристики конвективной сушки черно-белой позитивной пленки:
а – изменение влажности W во времени t при различных переменных режимах; *б* – обобщенная кривая сушки (в безразмерном виде) при различной скорости пленки

Значения χ_i и $d_{m\,\text{кр}\,i}$ находятся с помощью обобщенной кривой сушки (рис. 10.4) в полулогарифмических координатах. N_i определяются из зависимости $W/W_н$ от $N_i t/W_н$.

Скорость сушки в период I рассчитывают по интенсивности испарения влаги с поверхности материала [в кг/(м^2 · с)]

$$j_m = \alpha_m (p_п - p_c), \qquad (10.11)$$

где α_m – коэффициент массообмена.

В зависимости от способа подвода теплоты и режима α_m находят по соотношениям вида $\text{Nu}_m = f(\text{Re}, \text{Gr}, \text{Pr}, K_1, \ldots, K_n)$, в которых диффузионное число Нуссельта $\text{Nu}_m = (\alpha_m l)/\lambda_m$, $K_1, \ldots, K_n$ – безразмерные комплексы или симплексы, учитывающие конкретные особенности тепло- и массообмена при данном способе сушки; l – определяющий размер материала, м; λ_m – коэффициент массопроводности.

Связь между j_m и N_I устанавливается балансовым соотношением

$$j_m = \rho_0 N_I V/A, \qquad (10.12)$$

где V – объем материала, м^3; A – площадь поверхности материала, м^2; $N_I = (dd_m/dt)_I$, с$^{-1}$.

Кинетика теплообмена при сушке может быть выявлена по данным кинетики влагообмена на базе основного интегрального уравнения кинетики сушки

$$q(t) = \rho_0 r V (dd_m/dt)[1 + \\ + \bar{c}_{пр} d\bar{T}/(r\, dd_m)]/A = \\ = \rho_0 r V (dd_m/dt)(1 + \mathrm{Rb})/A, \qquad (10.13)$$

где $q(t)$ – тепловой поток, отнесенный к единице поверхности и идущий на нагревание (второе слагаемое) и испарение (первое слагаемое) влаги из материала в процессе сушки; $\mathrm{Rb} = \bar{c}_{пр} d\bar{T}/(r\, dd_m) = \bar{c}_{пр} b/r$ – критерий (число) Ребиндера, определяемый влагосодержанием, практически не зависящий от параметров режима; $b = d\bar{T}/dd_m$ – температурный коэффициент сушки, К; r – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

Зависимость $\mathrm{Rb} = f(d_m)$, которая может быть получена при сушке на основе опытных данных, позволяет определять $q(t)$ и среднеобъемную температуру $\bar{T}$ материала в процессе сушки, что важно для выбора технологии и оптимального режима сушки.

10.2. Особенности сушильных установок

Типы сушильных устаиовок

Сушильные установки разнообразны по конструкции, размерам и параметрам режима, что обусловлено различиями свойств высушиваемых материалов, а также целей и масштабов сушки. Конвективная сушка крупных и кусковых изделий осуществляется в камерных и туннельных сушильных установках; сыпучих материалов – в ленточных, шахтных, барабанных установках, в сушильных установках с кипящим слоем материала, в пневматических трубах-сушилках, в камерах с вихревыми потоками материала; жидкостей – в распылительных сушилках и др.

Кондуктивные сушильные установки для сушки тонких листовых, сыпучих, жидких и пастообразных материалов конструктивно выполняются в виде барабанов с расположенными внутри нагреваемыми трубами (трубчатые сушилки), в виде камер с горизонтально расположенными нагреваемыми полыми тарелками (тарельчатые сушилки), в виде полых обогреваемых изнутри цилиндров или вальцев (цилиндрические или вальцевые сушилки) и др.

При радиационной сушке теплота передается к материалу излучением от специально нагреваемых поверхностей (излучателей) или специальных ламп, которые находятся в камерах сушильных установок.

В некоторых сушильных установках энергия подводится комбинированным способом в различных газообразных или жидких (часто инертных) средах, в камерах сушильных установок давление повышается или понижается (например, ниже тройной точки для воды), осуществляется вибрирование материала и др. Комбинирование способов подвода теплоты, осуществляемое на основе технико-экономического анализа, – весьма эффективный путь интенсификации сушки.

При всем многообразии конструкций сушильные установки состоят из основных элементов, показанных на рис. 10.5.

При создании сушильных установок широко применяются специальные топки, в топочные газы которых при сушке обычно добавляется воздух, устройства для выделения частиц сухого продукта из потока теплоносителя (циклоны, скрубберы, фильтры), охладители сухого продукта (если по технологическим требованиям предусмотрено его охлаждение), питатели, затворы и др.

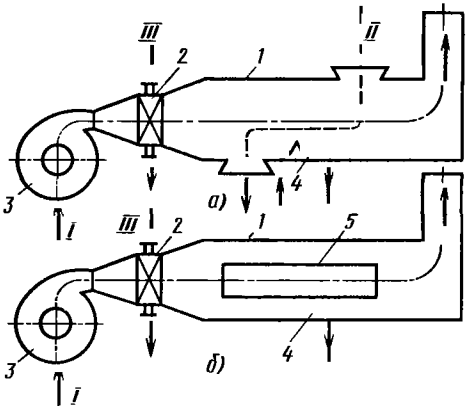


Рис. 10.5.
Сушильные установки:
а — непрерывного действия; *б* — периодического действия; *1* — сушильная камера; *2* — подогреватель теплоносителя (паровоздушный, водовоздушный или электрический калорифер): *3* — вентилятор: *4* — дополнительный источник теплоты в камере; *5* — материал, периодически загружаемый в камеру; *I* — поток теплоносителя: *II* — поток высушиваемого материала; *III* — поток греющего теплоносителя

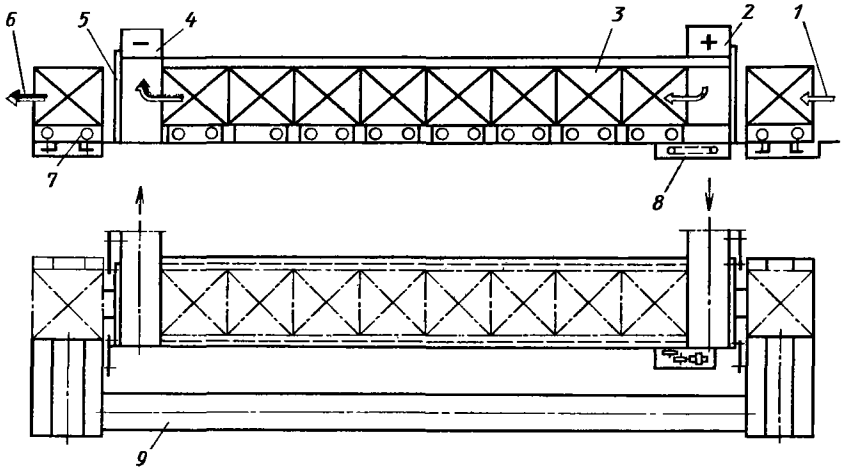
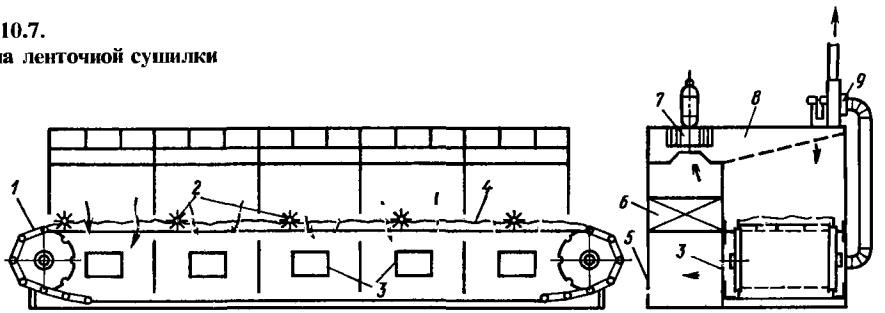


Рис. 10.6.
Схема туннельной сушилки:
1 — вход влажного материала; *2* — вход теплоносителя; *3* — вагонетка; *4* — выход отработанного теплоносителя; *5* — дверь; *6* — выход высушенного материала; *7* — траверсная тележка; *8* — механизм передвижения вагонеток; *9* — обходной путь

Рис. 10.7.
Схема ленточной сушилки



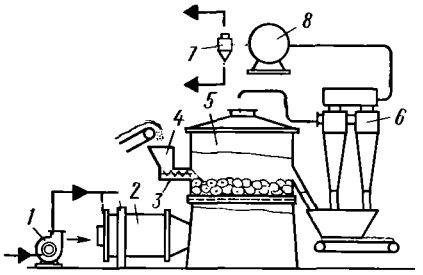


Рис. 10.8.
Схема установки для сушки с кипящим слоем

Туннельные сушилки (рис. 10.6) предназначены для обезвоживания лесоматериалов, листовых (картон, плиты, шкурки), зернистых, волокнистых материалов и др.

Для сушки волокнистых и зернистых материалов (например, лубоволокнистого сырья, травы, зернистых полимеров) применяют ленточные сушилки (рис. 10.7). Материал перемещается ленточным пластинчатым конвейером *1*, причем в каждой секции сушильной установки может поддерживаться свой режим сушки. Воздух нагревается в калорифере *6* и вентилятором *7* подается в распределительный канал *8* и далее проходит через слой материала *4*. Окна *3* обеспечивают возможность рециркуляции воздуха. Часть его отсасывается вентилятором *9*. Подача свежего воздуха осуществляется через окно *5*. Рыхлители *2* предназначены для более равномерного высушивания материала путем его периодического перемешивания.

Более сложны установки для сушки материалов с кипящим слоем (рис. 10.8). Теплоносителем в такой сушильной установке является топочный газ, получаемый в топке *2*. Вентилятором *1* в ней создается избыточное давление. Влажный материал из бункера *4* шнеком *3* подается в сушильную камеру *5*. Для очистки уходящего теплоносителя предусмотрены циклоны *6*, скруббер *8* и каплеуловитель *7*.

Тепловой расчет сушильных установок

При тепловых расчетах часто используется *di*-диаграмма влажного воздуха, а также аналитические кинетические соотношения. Расходы теплоты и теплоносителя для стационарных условий сушки (при неизменных параметрах теплоносителя) определяются на основе балансовых уравнений.

Масса $M_{вл}$ испаренной в сушильной установке влаги в единицу времени (в кг/с)

$$m_1(W_1^0 - W_2^0)/(100 - W_2^0) =$$
$$= m_2(W_1^0 - W_2^0)/(100 - W_1^0) = M_{вл}, \quad (10.14)$$

где m_1 и m_2 – массовый расход материала соответственно перед сушильной установкой и за ней, кг/с; W_1^0 и W_2^0 – начальная и конечная влажность материала, %.

Баланс влаги в сушильной камере при установившемся процессе сушки для установки с однократным использованием сухого воздуха имеет вид

$$M_{в1}d_1/1000 + m_1W_1^0/100 =$$
$$= M_{в2}d_2/1000 + m_2W_2^0/100, \quad (10.15)$$

где $M_{в1}$ и $M_{в2}$ – массовый расход сухого воздуха соответственно поступающего и выходящего из сушильной камеры, кг/с; d_1 и d_2 – влагосодержание воздуха соответственно до сушильной камеры и после нее, г/кг.

Если исключить влияние неплотностей конструкции сушильной установки, то $M_{в1} = M_{в2} = M_в$ и

$$M_в(d_2 - d_1)/1000 =$$
$$= (m_1W_1^0 - m_2W_2^0)/100 = M_{вл}. \quad (10.16)$$

Удельный расход сухого воздуха в сушильной установке принято относить к 1 кг испаренной влаги, в связи с чем

$$m_в = M_в/M_{вл} = 1000/(d_2 - d_1). \quad (10.17)$$

По известным значениям $M_в$ или $m_в$ можно определить количество теплоты (в Дж), необходимое для подогрева воздуха,

$$Q = m_в M_{вл}(i_1 - i_0) = M_в(i_1 - i_0) \quad (10.18)$$

или удельное количество теплоты на 1 кг испаренной влаги (в Дж/кг)

$$q = m_в(i_1 - i_0), \quad (10.19)$$

где i_0 и i_1 – энтальпия воздуха до и после подогрева, Дж/кг.

Для определения соотношения между i_2 и i_1 следует использовать тепловой баланс сушильной камеры в виде

$$M_в i_1 + m_1 c_{м1} T_{м1} + m_{тр} c_{тр} T_{тр1} + Q_{доб} = $$
$$= M_в i_2 + m_2 c_{м2} T_{м2} +$$
$$+ m_{тр} c_{тр} T_{тр2} + Q_{о.с} \pm Q_х, \quad (10.20)$$

где m_1, m_2 и $m_{тр}$ – масса материала *соответственно до сушки, после нее и* транспортных устройств, кг/с; $c_{м1}$, $c_{м2}$ и $c_{тр}$ – удельная теплоемкость материала соответственно до сушки, после нее и транспортных устройств, Дж/(кг · К); $T_{м1}$, $T_{м2}$, $T_{тр1}$ и $T_{тр2}$ – температура соответственно материала и транспортных устройств до сушки и после нее; $Q_{доб}$ – добавочная теплота, сообщаемая воздуху в сушильной камере от подогревателя, Вт; $Q_{о.с}$ – потери теплоты через ограждения сушильной камеры, Вт; $Q_х$ – теплота, выделяемая за счет химических реакций или затрачиваемая на отделение от материала химически связанной и адсорбционной влаги, Вт.

Так как $m_1 = m_2 + m_{вл}$, уравнение баланса можно привести к виду

$$m_в(i_2 - i_1) = Q_{доб} + m_{вл} c_{вл} T_{м1} -$$
$$- Q_м - Q_{тр} - Q_{о.с} \mp Q_х \quad (10.21)$$

или в расчете на 1 кг испаренной влаги

$$m_в(i_2 - i_1) = q_{доб} + c_{вл} T_{м1} -$$
$$- q_м - q_{тр} - q_{о.с} \mp q_х, \quad (10.22)$$

где $q_{доб}$ – удельная дополнительная теплота, вносимая в сушильную камеру, Дж/кг; $q_{о.с}$ – удельные потери теплоты в окружающую среду; $q_м$ и $q_{тр}$ – удельные потери теплоты на нагревание материала и транспортных устройств в сушильной камере; $q_х$ – удельная теплота экзо- или эндотермических процессов в сушильной камере; $c_{вл}T_{м1}$ – теплота, содержащаяся в 1 кг влаги материала, поступающего в сушильную камеру.

После введения поправки Δ на действительную сушилку

$$q_{доб} + c_{вл} T_{м1} - q_м - q_{тр} - q_{о.с} \mp q_х = \Delta \quad (10.23)$$

уравнение теплового баланса сушильной камеры получит вид

$$m_в(i_2 - i_1) = \Delta. \quad (10.24)$$

В процессе сушки возможны следующие три случая:

1) $\Delta < 0$, тогда дополнительно внесенная теплота *не компенсирует потери* теплоты и $i_2 < i_1$;

2) $\Delta > 0$, т. е. внесенная теплота превышает потери теплоты, в связи с чем $i_2 > i_1$;

3) $\Delta = 0$, т. е. внесенная теплота компенсирует потери теплоты и $i_2 = i_1$.

Графоаналитический расчет сушильной установки. Изменение параметров воздуха при его нагревании и в процессе сушки можно наглядно представить в *id*-диаграмме (рис. 10.9), а затем определить удельные расходы воздуха и теплоты.

Пусть известны параметры воздуха до подогрева T_0 и $\varphi_{в0}$, после сушильной камеры t_2 и $\varphi_{в2}$, поправка (10.23) на действительную сушилку, причем $\Delta < 0$. Так как при подогреве $d_1 = d_0$, то процесс подогрева на *id*-диаграмме характеризуется вертикалью от точки *0* вверх по линии $d_0 = d_1$. Точка *2* определяет параметры воздуха d_2, i_2 и $\varphi_{в2}$ после сушильной камеры.

Для теоретической сушилки при $i_2 = i_1^T$ на пересечении линий $i_2 = \text{const}$ и $d_1 = \text{const}$ определяется точка 1^T, характеризующая состояние воздуха после подогрева. В действительной сушилке (при $\Delta < 0$) $i_1 > i_2$, поэтому линия $i_1 = \text{const}$ должна на диаграмме располагаться выше линии $i_2 = \text{const}$, причем разность $i_1 - i_2 = \Delta/m_в$ в масштабе (т. е. $22_1 = M_i \Delta/m_в$, где M_i – масштаб оси).

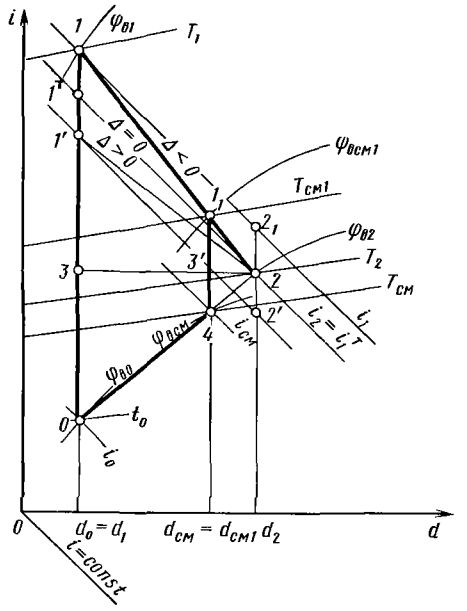


Рис. 10.9.
Построение сушильного процесса в *di*-диаграмме

Так как $m_в = 1000/(d_2 - d_0)$, а разности $(d_2 - d_0)$ на диаграмме соответствует отрезок *23*, $m_в = 1000/(23M_d)$ и $22_1 = (\Delta 23M_d)/(1000M_i)$, где M_d – масштаб оси *d*. Через точку 2_1 проводится прямая $i_1 = \text{const}$, пересечение которой с вертикалью $d_1 = \text{const}$ определяет положение точки *1*, характеризующей состояния подогретого воздуха перед сушильной камерой. По координатам точки *1* определяются T_1 и $\varphi_{в1}$.

При $\Delta > 0$ откладывается отрезок *22'* от точки *2* вниз, и процесс изображается линией *01'2*. Таким образом, весь процесс сушки на *id*-диаграмме изображается отрезками *012*, причем *01* – подогрев воздуха, а *12* – сушка.

Удельный расход теплоты на подогрев воздуха в соответствии с выражением (10.19) определится отношением

$$q = m(01)/(23),$$

где $m = 1000M_i/M_d$.

Графоаналитические методы можно использовать также для расчета и анализа процессов сушки, в которых происходит частичная или полная рециркуляция теплоносителя (воздуха, топочных газов), его промежуточный подогрев, или для комбинированных вариантов сушки.

Рециркуляция широко применяется в сушильных установках. Пусть, например, в сушильной установке осуществляется частичная рециркуляция воздуха (рис. 10.9). В этом случае воздух из сушильной камеры (точка *2*) частично выбрасывается, а частично возвращается к вентилятору, где смешивается с наружным воздухом (точка *0*). Соотношение отработавшего и наружного воздуха в смеси характеризуется кратностью рециркуляции *n*. При известной кратности (например, $n = 3$) определяется положение точки *4*, характеризующей состояние смеси ($T_{см}$, $d_{см}$, $\varphi_{всм}$, $i_{см}$). Эта смесь подогревается при $d_{см} = d_{см1}$ до $T_{см1}$ (точка 1_1). Таким образом, 04 – смешение, 41_1 – подогрев, 1_12 – сушка.

Удельный расход циркулирующего воздуха по аналогии с уравнением (10.17)

$$m_{вл} = 1000/(d_2 - d_{см}),\ m_{вп} = m_в(n + 1) \quad (10.25)$$

или графически

$$m_{вл} = 1000/(23' \cdot M_d). \quad (10.26)$$

Расход воздуха при сушке с рециркуляцией возрастает в $n + 1$ раз, что приводит к увеличению расхода энергии на привод вентилятора, но одновременно повышается скорость воздуха у материала, что ускоряет процесс сушки.

Рециркуляция воздуха целесообразна также в тех случаях, когда сушку необходимо осуществлять при «мягком» режиме ($d_{см1} > d_1$, $\varphi_{всм1} > \varphi_{в1}$, $T_{см1} < T_1$),

Рециркуляция – возврат части воздуха или уходящих газов в сушильную камеру или топку.

способствующем равномерной сушке по толщине материала. Нередко в результате такой сушки повышается качество высушиваемого материала (например, керамики). Удельный расход теплоты на подогрев воздуха при рециркуляции

$$q = m_{вл}(i_{см1} - i_{см}) \qquad (10.27)$$

или графически

$$q = m(41_1)/(23'). \qquad (10.28)$$

Расход теплоты при сушке без рециркуляции и с рециркуляцией одинаков.

Сушилки с промежуточным подогревом воздуха состоят из нескольких зон; температура воздуха, поступающего в каждую зону, может быть различной или одинаковой в зависимости от требований производства.

На рис. 10.10 в *id*-диаграмме показан процесс сушки с промежуточным подогревом воздуха до одинаковой температуры T_1. Наружный воздух (точка *0*) подогревается в первом подогревателе и поступает в зону *1* сушилки (точка 1_1). Отработавший воздух зоны *1* (точка 2_1) подогревается в промежуточном подогревателе и поступает в зону *2* (точка 1_2). Отработавший воздух зоны *2* (точка 2_2) подогревается во втором промежуточном подогревателе и поступает в зону *3* (точка 1_3) и т. д.

В процессе с промежуточным подогревом воздуха (многоступенчатый процесс) расходы воздуха и теплоты такие же, как и в одноступенчатом процессе с одним подогревателем при тех же параметрах наружного (точка *0*) и отработавшего воздуха (точка *2*). Однако максимальная температура в этом процессе значительно ниже, чем в одноступенчатом ($T_1 < T'$). Такие сушильные установки применяются в случаях, если материал не должен подвергаться воздействию высокой температуры, а также для большей равномерности сушки.

Исходя из изложенного, можно определить порядок теплового расчета сушильных установок.

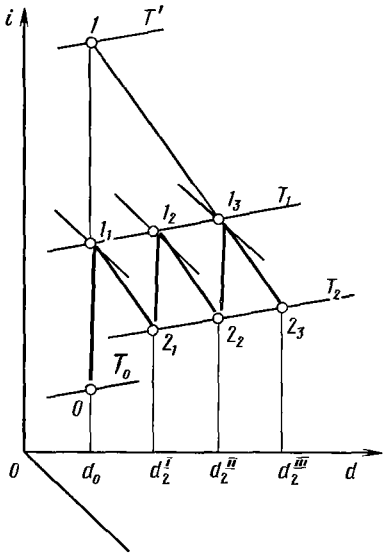


Рис. 10.10.
Процесс сушки с промежуточным подогревом воздуха в *di*-диаграмме

Порядок расчета сушильных установок. Выбор способа подвода теплоты, параметров режима, типа и размеров сушильных установок, оценка их соответствия технологическим требованиям возможны лишь на базе в основном экспериментальных данных о скорости сушки, распределении d, T и p в объеме материала.

Расчет сушильной установки при проектировании проводится в следующем порядке. По исходным данным (к которым относятся производительность, способы подвода теплоты к материалу и нагрева теплоносителя, $d_{тн}$, $d_{тк}$, размеры и масса изделия, параметры режима T_c и $\varphi_в$ и скорость теплоносителя при конвективной сушке) определяются $M_{вл}$, $m_в$ и q. Затем рассчитывается общая продолжительность сушки $t_о$, для чего используются методы и уравнения (10.9), (10.10), (10.12) и (10.13), дополнительные справочные данные по технологии изготовления и др. В зависимости от $t_о$ находится необходимое время пребывания материала в камере сушильной установки, выбирается соответствующая

скорость его перемещения при известной длине камеры или длина камеры, если задана скорость.

В тех случаях, когда поверхность материала определить трудно (например, при распылительной сушке), применяют величины, отражающие интенсивность процессов тепло- и массообмена в единице объема сушильных камер (объемное напряжение по испаряемой влаге – масса влаги, испарившейся в единице объема аппарата за единицу времени).

С помощью уравнения (10.13), зависимости $\mathrm{Rb} = f(d_m)$ находят зависимость $\bar{T}$ материала от d_m и $q(t)$. При отсутствии данных о Rb температуру уходящего из сушильной установки материала приближенно принимают несколько ниже температуры теплоносителя, с которым он контактирует.

Основные размеры камеры сушильной установки можно определить, если известны скорость сушки при выбранных режимах, изменение температуры и соответственно свойств материала. При этом учитываются аэродинамические особенности камеры, возможности уноса мелких частиц материала, энергетические затраты на перемещение теплоносителя и др. Окончательный выбор площади поперечного сечения камеры и ее длины обычно проводится на основе вариантных расчетов.

Выбор вспомогательного оборудования сушильной установки (подогревателей, улавливающих аппаратов и др.), вентиляторов делают на основе расчетов расходов теплоты, газов, электроэнергии, после чего рассчитывают технико-экономические показатели установки.

11. ОТОПЛЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

11.1. Отопление

Тепловой режим зданий

Системы отопления и вентиляция призваны обеспечить определенные теплофизические условия (микроклимат) в помещениях для людей, для сохранения строительных конструкций, оборудования, предметов, для проведения технологических процессов (ткацкие и текстильные предприятия, точного машиностроения и т. п.). К системам отопления и вентиляции предъявляется ряд санитарно-гигиенических требований, к которым относятся заданные уровни температуры воздуха, влажности и скорости его движения, возможность регулирования указанных величин (ввиду значительных колебаний параметров наружного воздуха), пожаробезопасность и бесшумность работы.

Тепловой режим в помещениях зависит от теплоизоляционных свойств наружных ограждений (стены, пол, потолок), расположения теплоотдающих элементов системы обогрева, интенсивности тепловыделений других источников теплоты (технологическое оборудование, источники освещения), количества наружного воздуха, поступающего в помещения через неплотности ограждений, и других факторов. В гражданских зданиях теплота поступает в основном от системы отопления, а теплопотери происходят через наружные ограждения. Требуемый микроклимат помещений создается работой систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха и характеризуется температурой $T_в$ внутреннего воздуха, температурой $T_р$ поверхностей ограждения (радиационной температурой), скоростью $w_в$ перемещения воздуха и относительной влажностью $\varphi_в$. Сочетания значений указанных параметров, обеспечивающих хорошее самочувствие людей, называются зонами комфорта.

Для гражданских зданий значения $w_в$ и $\varphi_в$ меняются незначительно, поэтому основной задачей при создании комфортных условий является поддержание определенных температур $T_в$ и $T_р$, которые являются исходными условиями при проектировании ограждений и отопительно-вентиляционных систем.

Для поддержания заданного микроклимата в помещении должен соблюдаться тепловой баланс потерь и поступлений теплоты. В ряде случаев (в целях экономии теплоты) необходимо обеспечение регулируемого микроклимата, изменяющегося в течение суток. Так, в административных и производственных помещениях основная система отопления и вентиляции должна отключаться на период отсутствия людей, и работает лишь дежурная система отопления.

Определение теплопотерь через ограждающие конструкции

Расчетные теплопотери $Q_{т.п}$ (в Вт) через отдельные ограждения или их части площадью $A_п$ (в м^2) определяются выражением

$$Q = k(T_в - T_н)n_1 A_п \eta_п,$$

Отопление – искусственный обогрев помещений с целью возмещения в них тепловых потерь и поддержания на заданном уровне температуры, отвечающей чаще всего условиям теплового комфорта для людей, а иногда требованиям технологического процесса.

где $k = 1/R_{то}$ – коэффициент теплопередачи данного ограждения, Вт/(м^2·К); $R_{то}$ – термическое сопротивление теплопередачи, м^2·К/Вт; $T_н$ – расчетная температура наружного воздуха, К; n_1 – поправочный множитель, учитывающий уменьшение расчетной разности температур ($T_в - T_н$) для ограждений, которые отделяют отапливаемые помещения от неотапливаемых и непосредственно не омываются наружным воздухом; $\eta_п$ – коэффициент, учитывающий добавочные потери, которые могут заметно изменяться под влиянием облучения солнцем, инфильтрации и эксфильтрации воздуха через толщу ограждений, щели; коэффициент $\eta_п$ в зависимости от условий может быть больше и меньше 1.

В промышленных зданиях при составлении теплового баланса отдельных помещений приходится учитывать и другие теплопотери или теплопоступления. Суммарные теплопотери через все элементы ограждающих конструкций дают исходную величину для расчета теплопроизводительности $Q_{от}$ системы отопления.

Расчеты при проектировании систем отопления, вентиляции и кондиционирования базируются на данных, полученных в процессе эксплуатации помещений различного назначения. Эти данные объединены в нормативные документы – строительные нормы и правила СНиП II-3-79 «Строительная теплотехника». Они содержат указания по выбору $T_в$, $T_н$, n_1 и т. д. в зависимости от типа и назначения здания, характеристики ограждающих конструкций и т. п. Так, для помещений жилых и общественных зданий температура $T_в$ воздуха в комнатах в зимний период должна приниматься равной 291 К, для детских садов и яслей 293 К. Относительная влажность для указанных типов зданий должна быть в пределах $\varphi_в = 60 \div 40\,\%$, скорость перемещения воздуха не более 0,3 м/с.

Наружная расчетная температура определяется в зависимости от показателя тепловой массивности ограждения

$$D = \sum R_{ti} S_{ti},$$

где R_{ti} – термическое сопротивление слоев ограждения; $S_{ti} = 0{,}51 \sqrt{\lambda c_p \rho}$ – коэффициент теплоусвоения материалов этих слоев, представляющий отношение амплитуды колебания теплового потока, проходящего через внутреннюю поверхность ограждения, к амплитуде колебания температуры на этой поверхности; λ – коэффициент теплопроводности; c_p – теплоемкость и ρ – плотность материала слоя.

Например, для ограждений, имеющих $D \geqslant 7$, за расчетную должна приниматься средняя температура самой холодной пятидневки. Термическое сопротивление теплопередачи

$$R_{то} = 1/\alpha_в + \sum R_{ti} + 1/\alpha_н,$$

где $\alpha_в$ и $\alpha_н$ – коэффициенты теплоотдачи соответственно на внутренней и наружной поверхностях ограждения, включающие как конвективную, так и лучистую составляющие. Эти коэффициенты также нормируются строительными нормами и правилами. Термическое сопротивление теплопередачи конструкции ограждения должно соответствовать гигиеническим требованиям и быть оптимальным с технико-экономической точки зрения. Минимально допустимое сопротивление теплопередачи, удовлетворяющее в зимних условиях санитарно-гигиеническим требованиям, называется требуемым сопротивлением и определяется выражением

$$R^{тр}_{то} = (T_в - T_н)/(T_в - T_р)\alpha_в,$$

где $T_в - T_р = \Delta t^н$ – нормируемый перепад температуры.

При проектировании здания должно быть обеспечено условие

$$R_{то} \geqslant R^{тр}_{то}.$$

Удельная тепловая характеристика здания

На начальной стадии проектирования здания для определения ориентировоч-

ных теплопотерь используется удельная тепловая характеристика здания $q_з = \sum Q_{т.п}/V(T_в - T_н)$, представляющая собой количество теплоты, теряемой одним кубическим метром здания в единицу времени при разности температур внутреннего и наружного воздуха в 1К. В зависимости от объемов зданий, их назначения и других факторов значение $q_з$ можно выбрать по справочнику.

Для двух зданий с одинаковыми площадями, объемами и термическими сопротивлениями теплопередачи ограждений значения $q_з$ могут существенно отличаться при различных площадях остекления, конфигураций зданий и т. д. Поэтому расчет теплопроизводительности системы отопления с применением $q_з$ является приближенным и осуществляется по формуле

$$Q_{от} = n_{от} q_з V(T_{в ср} - T_н),$$

где $n_{от}$ – поправочный коэффициент, зависящий от расчетной наружной температуры для отопления; $T_{в ср}$ – средняя по всему объему здания температура внутреннего воздуха.

Расчет значения $q_з$ может быть произведен по формуле

$$q_з = (П_з/A_з)[K_{ст} + n_{ос}(K_{ок} - K_{ст})] + \\ + (0{,}9K_{пол} - 0{,}6K_{пот})/h,$$

где $П_з$ – периметр здания, м; $A_з$ – площадь здания, м^2; h – высота здания, м; $n_{ос}$ – коэффициент остекления, т. е. отношение площади стекол к площади вертикальных наружных ограждений; $K_{ст}$, $K_{ок}$, $K_{пол}$ и $K_{пот}$ – коэффициенты теплопередачи соответственно стен, окон пола и потолка.

Дежурное отопление применяется в нерабочее время, когда необходимо поддерживать температуру на уровне 278 К. Теплопроизводительность дежурного отопления рассчитывается по величине

$$Q_{д.о} = Q_{от}(5 - T_н)/(T_в - T_н).$$

Фактическая расчетная теплопроизводительность $Q_{от.ф}$ системы отопления должна быть больше расчетных потерь через ограждения $\sum Q_{т.п}$, т. е. $Q_{от ф} = \sum Q_{т.п} + Q_1 + Q_2$, где Q_1 – дополнительные теплопотери, связанные с остыванием теплоносителя в подающих и обратных магистральных трубопроводах, проходящих в неотапливаемых помещениях; Q_2 – дополнительные теплопотери, связанные с размещением поверхностей нагрева у наружных ограждений. Суммарные дополнительные потери не должны превышать 15% расчетных.

Классификация систем отопления

Системы отопления делят на местные и центральные. В каждую отопительную систему входят следующие основные элементы: генератор теплоты, нагревательные приборы, теплопроводы. В местных системах все указанные элементы объединены в одном устройстве (печное отопление, отопление местными газовыми и электрическими приборами).

Центральными системами отопления называются системы, в которых генератор теплоты вынесен за пределы отапливаемых помещений. Из генератора теплоноситель подается по трубопроводам к нагревательным приборам, установленным в помещениях. По виду теплоносителя системы центрального отопления классифицируют на водяные, паровые, воздушные и комбинированные; по начальной температуре – на системы с нагревом теплоносителя до 373 К и выше; по давлению – на вакуум-паровые с давлением пара до 0,1 МПа, в том числе с низким давлением 0,005–0,07 МПа и с высоким более 0,07 МПа; по способу перемещения теплоносителя – на системы с естественной циркуляцией и принудительной (при помощи насосов или вентиляторов). В зависимости от вида первичного теплоносителя системы воздушного отопления бывают воздушные, паровоздушные, огневоздушные, элект-

ро- и газовоздушные. Теплота от нагревательных приборов передается воздуху в помещениях конвекцией, излучением и комбинированным путем.

Выбор системы отопления и теплоносителя производится в соответствии с требованиями санитарных и противопожарных норм в зависимости от назначения помещения и технологического процесса. Указания по выбору системы отопления можно найти в справочниках.

Определение поверхности нагревательных приборов

Нагревательные приборы осуществляют непосредственный обогрев помещений. Конструкции их разнообразны. Материалами для изготовления служат чугун, сталь, бетон, керамика и т. д. Основными видами нагревательных приборов являются радиаторы, конвекторы и панельно-лучистые приборы. Нагревательные приборы должны отвечать гигиеническим, эстетическим и технологическим требованиям. Последнее предусматривает возможность получения требуемой поверхности нагрева путем сборки отдельных элементов в один агрегат.

Теоретическое определение коэффициента теплопередачи нагревательных приборов не дает удовлетворительных результатов из-за сложности учета конструктивных особенностей прибора. Поэтому при проектировании систем отопления пользуются результатами экспериментальных исследований теплопередачи нагревательных приборов различной конструкции, на основе чего для определенных условий получены численные значения коэффициента теплопередачи $K_{пр}$ прибора. Площадь $A_{нп}$ поверхности (в м^2) нагревательного прибора определяется соотношением

$$A_{нп} = (Q_{т.п} - Q_{тр})\beta_1\beta_2\beta_3/[K_{пр}(T_{пр} - T_в)\beta_4\beta_5],$$

где $Q_{тр}$ – теплоотдача труб, находящихся в одном помещении с прибором; $T_{пр} = 0{,}5(T_{вх} - T_{вых})$ – средняя температура теплоносителя; β_1, β_2, β_3, β_4 и β_5 – поправочные коэффициенты, определяемые по справочникам и учитывающие соответственно способ установки прибора, охлаждение воды в трубопроводе, влияние числа секций при установке радиаторов, способ присоединения прибора и влияние расхода теплоносителя.

Значения температур на входе и выходе из нагревательного прибора нормируются. Так, для водяного отопления в жилых и общественных зданиях $T_{вх} = 368$ К, $T_{вых} = 343$ К. Так как теплоноситель по пути следования теряет часть теплоты и поступает в нагревательный прибор с более низкой температурой, то в зависимости от этажности здания, расположения прибора и типа отопительной системы расчетная поверхность нагрева увеличивается, для чего используются справочные данные (таблицы). Диаметры трубопроводов, обеспечивающие расход теплоносителя в зависимости от располагаемого или действующего давления, определяются на основе гидравлического расчета с введением в уравнения эмпирических коэффициентов, учитывающих ряд факторов.

11.2. Вентиляция и кондиционирование

Определение производительности вентиляционных систем

В зданиях и сооружениях устраиваются системы вентиляции с естественным

Вентиляция – регулируемый воздухообмен в помещениях.
Кондиционирование – создание и автоматическое поддержание в закрытых помещениях температуры, относительной влажности, чистоты, состава, скорости движения воздуха.

или (и) механическим побуждением движения воздуха, смешанные системы или системы кондиционирования. Вентиляция с естественной циркуляцией используется в тех случаях, когда нормируемые параметры воздушной среды в помещениях обеспечиваются за счет гравитационного или ветрового напора и наружный воздух не требует предварительной обработки (очистки, подогрева, увлажнения и т. д.).

Системы вентиляции могут быть локальными, местными, общеобменными и комбинированными. В помещениях с одновременным выделением вредных газов, паров и теплоты кроме устройства местных отсосов от производственного оборудования предусматривается и общеобменная вытяжка. Действующими в настоящее время строительными нормами и правилами определена методика расчета количества воздуха V (в м^3), подаваемого в помещения. Качество воздуха, необходимое для обеспечения нормируемых параметров воздушной среды, рассчитывается из условий удаления избытков теплоты и влаги, уменьшения концентрации вредных паров и газов до допустимых пределов, а также удаления пыли, поступившей в помещение. Расчет ведется для теплого, переходного и холодного периодов года. Количество воздуха, подаваемого в помещение с целью удаления избытка теплоты,

$$V_т = V_{м.о} + [Q_и - \rho_в V_{м.о}(i_{м.о} - i_п)]/\rho_в(i_{ух} - i_п), \quad (11.1)$$

с целью удаления влаги

$$V_{вл} = V_{м.о} + [m_{вл} - \rho_в V_{м.о}(d_{м.о} - d_п)]/\rho_в(d_{ух} - d_п), \quad (11.2)$$

с целью удаления выделяюшихся вредных веществ

$$V_{вр} = V_{м.о} + [z - V_{м.о}(z_{м.о} - z_п)]/(z_{ух} - z_п), \quad (11.3)$$

с целью удаления выделяющейся пыли

$$V_{пл} = V_{м.о} + m_{пл}/\rho_в(y_д - y_п), \quad (11.4)$$

где V – количество воздуха, м^3/с; $Q_и$ – количество избыточной теплоты в помещении, Вт; $m_{вл}$ – количество избыточной влаги, выделяющейся в помещении, г/с; z – количество выделяющихся вредных веществ, мг/с; $m_{пл}$ – количество пыли, поступающее в воздух помещения, г/с; i, d и y – соответственно энтальпия (в Дж/кг), влагосодержание (в г/кг) и концентрация (в г/кг); м. о – воздух, удаляемый местными отсосами, общеобменной вентиляцией и т. п.; п – воздух, подаваемый в помещения; ух – воздух, удаляемый из помещения за пределами рабочей зоны; д – допустимая концентрация.

Нормами предусмотрено

$$i_{м.о} = i_н;\ d_{м.о} = d_н;\ z_{м.о} = ПДК,$$

где d и i – соответственно влагосодержание и энтальпия в рабочей зоне, определяемые по нормируемой температуре и относительной влажности; ПДК – предельно допустимая концентрация вредных веществ в рабочей зоне, мг/м^3.

Для каждого периода года при проектировании вентиляции следует принимать большее значение, получаемое по формулам (11.1) – (11.4). При одновременном выделении в воздух помещения теплоты и влаги количество воздуха для общеобменной вентиляции определяется отношением

$$V_{т.в} = \sum Q_и/[\rho_в(i_{м.о} - i_п)], \quad (11.5)$$

где $\sum Q_и$ – количество избыточной полной теплоты (с учетом теплоты, вносимой паром); $\rho_в$ – плотность воздуха.

Производительность вентиляционных систем, подсчитанную по формуле (11.5), следует проверять по *di*-диаграмме влажного воздуха на условия предотвращения образования тумана в помещениях и выпадения конденсата на внутренних поверхностях наружных ограждений. Направление процесса ассимиляции теплоты и влаги на *di*-диаграмме опреде-

ляется значением тепловлажностного отношения

$$\varepsilon_т = \sum Q_и / m_{вл} = \Delta i / \Delta d. \qquad (11.6)$$

На диаграмме (см. рис. 1.20) точка a характеризует начальное состояние приточного воздуха ($i_п$ и $d_п$). По характеристике $i = \text{const}$, проходящей через точку a для произвольного значения Δd, определяется точка B; откладывая значение $\Delta i = \varepsilon_т \Delta d$ по вертикали от точки B, определяем положение точки C. Тогда прямая, проходящая через точки a и C, является искомой характеристикой процесса.

При известных количествах тепло- и влагопоступлений в рабочую зону помещения по процессу aC отыскивается положение точки, характеризующей параметры воздуха в рабочей зоне (в соответствии с требованиями санитарных норм), и определяются значения $\Delta i_{м.о} = i_{м.о} - i_п$; $\Delta d_{м.о} = d_{м.о} - d_п$. Затем по формуле (11.5) вычисляется количество воздуха $V_{т.в}$, которое должно быть подано в рабочую зону. По количеству воздуха, удаляемого местными отсосами $V_{м.о}$, находят конечное влагосодержание воздуха, удаляемого общеобменной вентиляцией (из верхней зоны помещения),

$$d_{ух} = d_п + [m_{вл} - \rho_в V_{м.о} \Delta d_{м.о}] / \rho_в (V_{т.в} - V_{м.о})$$

и его энтальпию

$$i_{ух} = i_п + [Q_и - \rho_в V_{м.о} \Delta i_{м.о}] / \rho_в (V_{т.в} - V_{м.о}).$$

Если полученные параметры воздуха недопустимы из-за возможности конденсации пара на внутренней поверхности ограждений, то их необходимо изменить увеличением объема приточного воздуха, изменением его параметров или обогревом верхней зоны помещения.

Для зимнего периода в ряде случаев приходится предусматривать подогрев воздуха, подаваемого системой вентиляции, в калориферах, теплопроизводительность которых по воздуху $Q_к = c_p \rho_в V_в (t_п - t_н)$. За расчетную зимнюю температуру $T_н$ при проектировании вентиляции принимают температуру наружного воздуха такую же, как при проектировании системы отопления. Площадь поверхности нагрева калорифера определяется соотношением

$$A_п = Q / K_к (T'_{ср} - T_{в\,ср}),$$

где $K_к$ – коэффициент теплопередачи калорифера; $T'_{ср}$ – средняя температура теплоносителя.

Значения $K_к$ для калориферов различных видов приводятся в справочниках, там же имеются данные по гидравлическим сопротивлениям движению воздуха и теплоносителя и рекомендации по выбору средней температуры теплоносителя.

Классификация и основные элементы систем вентиляции

Наиболее простым способом вентиляции является естественное проветривание, зависящее, однако, от таких случайных факторов, как скорость и направление ветра, разность температуры воздуха внутри помещения и вне его и др. Поэтому для обеспечения постоянной циркуляции воздуха необходима организованная вентиляция. В первом случае перемещение воздуха происходит (как и при неорганизованной вентиляции) за счет давления, создаваемого разностью плотностей наружного и внутреннего воздуха. Из-за незначительного значения располагаемого давления радиус действия таких систем ограничен.

Системы с механическим побуждением, предназначенные для удаления загрязненного воздуха из помещения, называются вытяжными; системы, обеспечивающие подачу в помещение наружного воздуха, подогреваемого в зимнее время, называются приточными.

Вытяжные системы вентиляции в зависимости от места расположения заборников воздуха, а приточные – в зависимости от места подачи наружного воздуха – подразделяются на местные, общеобменные и комбинированные. Вентиляцию, обеспечивающую организованный приток и удаление воздуха, назы-

вают приточно-вытяжной. В отдельных случаях с целью сокращения эксплуатационных расходов на нагревание воздуха применяются системы с частичной рециркуляцией, в которых к подаваемому снаружи воздуху подмешивают внутренний.

Приточные системы с механическим побуждением состоят из воздухоприемного устройства, приточной камеры (в которой размещаются вентилятор с электродвигателем, устройство для подогрева, очистки, увлажнения воздуха и т. п.), сети воздуховодов, приточных отверстий с жалюзи или сетками, а также регулирующих устройств (дросселей-клапанов или задвижек). Вытяжные системы имеют аналогичные элементы, а также вытяжные отверстия, воздуховоды, вытяжную камеру и вытяжную шахту.

Системы кондиционирования воздуха

Системы кондиционирования воздуха делятся на центральные и местные. В центральных системах источники теплоты и влаги расположены в одном кондиционере, от которого подготовленный воздух распределяется по различным помещениям. В местных системах кондиционеры устанавливают в отдельных помещениях и распределительная система воздуховодов отсутствует. По принципу расположения отдельных элементов и характеру теплохолодоснабжения системы кондиционирования классифицируют на автономные, когда каждый кондиционер имеет свою систему теплохолодоснабжения, и неавтономные, имеющие централизованные генераторы теплоты и холода, от которых по сети трубопроводов теплохолодоносители подводятся к местным кондиционерам.

Основными процессами, совершаемыми в установках кондиционирования воздуха, являются: нагревание, охлаждение, увлажнение, осушение, очистка от пыли; реже — процессы дезодорации и ионизации.

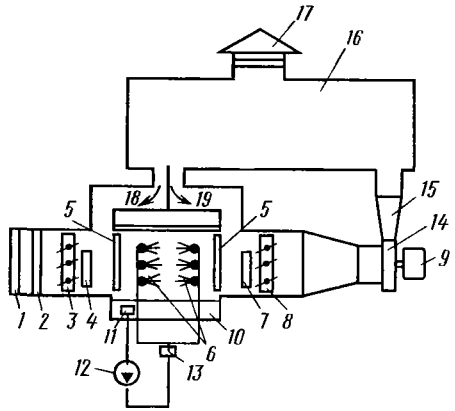


Рис. 11.1.
Схема установки кондиционирования воздуха с применением двойной рециркуляции воздуха

В установке кондиционирования воздуха (рис. 11.1) воздух поступает через жалюзи *1*, очищается от пыли фильтром *2*, подогревается калорифером *4* первой ступени, теплоносителем которого обычно являются вода или пар.

Перед калорифером установлены клапаны *3*, регулирующие количество поступающего воздуха (часть воздуха может пропускаться мимо калорифера). Подогретый воздух направляется в оросительную камеру для увлажнения.

Вода для орошения забирается из поддона *10* через фильтр *11* насосом *12* и, проходя фильтр *13*, подается к форсункам *6*. Для предотвращения выноса капель из оросительной камеры перед ней и после нее установлены сепараторы *5*. Увлажненный воздух догревается в калорифере *7* второго подогрева, проходит через каналы *8* и с помощью центробежного вентилятора *14* с приводом *9* поступает в воздуховоды приточной вентиляции *15* и затем в вентилируемое помещение *16* и на выход *17*.

С целью использования избыточной теплоты, выделяющейся в помещении, создается рециркуляция воздуха. В рассматриваемой схеме часть воздуха первой рециркуляции *18* поступает в камеру

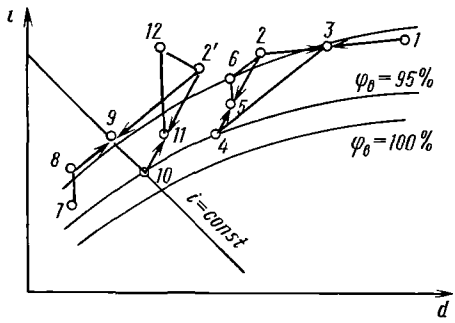


Рис. 11.2.
Процессы подготовки воздуха в системе кондиционирования с применением двойной рециркуляции на *id*-диаграмме

смешения с воздухом, нагретым калорифером *4* первой ступени. Другая часть воздуха второй рециркуляции *19* поступает в камеру смешения с воздухом, прошедшим оросительную камеру.

По такой схеме работает кондиционер в зимний период. В летний период необходимо охлаждать воздух, забираемый извне, для чего в кондиционере может устанавливаться специальный воздухоохладитель (поверхностный или контактный). В поверхностном охладителе воздух отдает теплоту поверхности труб, по которым пропускают холодную воду или хладагент. Если эти поверхности имеют температуру ниже точки росы воздуха, то на них выпадает конденсат, и, таким образом, воздух не только охлаждается, но и осушается. Поверхности воздухоохладителя в некоторых случаях специально увлажняются водой для интенсификации теплопередачи или в случае необходимости увлажнения воздуха.

В контактном охладителе воздух охлаждается в результате непосредственного контакта с охлажденной водой. Так, в представленной схеме кондиционера охладителем является оросительная камера. В летнем режиме работы калорифер первой ступени отключен. В камеру орошения подается предварительно охлажденная вода, имеющая температуру ниже точки росы воздуха, который в связи с этим одновременно охлаждается и осушается. Вода из поддона *10* камеры попадает в баки холодильной установки. Калорифер второго подогрева может использоваться в некоторых схемах летнего кондиционирования для подогрева охлажденного и увлажненного воздуха после оросительной камеры.

Степень обработки воздуха в кондиционере определяется по данным расчета теплоты и влажности помещения, расчетными параметрами наружного воздуха, особенностями обслуживаемого объекта. В настоящее время разработан ряд методов расчета процессов тепло- и массобмена в элементах кондиционеров, в том числе в оросительных камерах.

Для ориентировочных расчетов коэффициент орошения, представляющий собой отношение массы разбрызгиваемой воды к 1 кг воздуха, принимается равным 4,2 кДж/кг для адиабатного увлажнения и 10,5 кДж/кг для политропного процесса. При адиабатном увлажнении около 3 % разбрызгиваемой воды испаряется, и потери воды необходимо восполнять.

При расчете систем кондиционирования широко используется *di*-диаграмма. Обычно относительная влажность на выходе из оросительной камеры не превышает 95 %, поэтому при построении процесса увлажнения воздуха в *di*-диаграмме температуру разбрызгиваемой воды принимают равной температуре мокрого термометра, а конечное состояние воздуха определяется точкой *10* (рис. 11.2) пересечения линии $i = \text{const}$, проходящей через точку *9*, соответствующую начальным параметрам наружного воздуха, с линией $\varphi_в = 95\%$. При одновременном поступлении в воздух теплоты и влаги процесс является политропным, построение его на диаграмме осуществляется с помощью тепловлажностного отношения (11.6).

Процесс смешения *ab* двух количеств

воздуха с различными параметрами рассмотрен выше. Параметры смеси определяются положением точки m на прямой ab, делящей отрезок на части, обратно пропорциональные массам смешиваемых частей.

Процессы подготовки воздуха в системе кондиционирования с применением второй рециркуляции *19* (см. рис. 11.1) представлены на рис. 11.2. Для летнего режима точка *1* соответствует параметрам наружного воздуха, точка *2* — параметрам рециркуляционного воздуха, точка *3* — параметрам смеси, причем

$$\overline{23}/\overline{31} = m_{\text{р1}}/m_{\text{в. н}},$$

где $m_{\text{р1}}$ — масса рециркуляционного воздуха; $m_{\text{в. н}}$ — масса наружного воздуха.

В оросительной камере воздух охлаждается и имеет параметры, характеризуемые точкой *4*, поэтому линия *42* характеризует смешение охлажденного воздуха с воздухом второй рециркуляции. Смесь с параметрами в точке *5* нагревается (вертикальная линия) в калорифере (точка *6*) и подается в помещение.

Для зимнего режима точка *7* характеризует параметры наружного воздуха. В калорифере первой ступени осуществляется подогрев до состояния, характеризуемого точкой *8*. Точка *2'* определяет параметры воздуха первой рециркуляции, точка *9* — параметры смеси, причем $\overline{89}/\overline{92'} = m_{\text{р1}}/m_{\text{в. н}}$. Процесс увлажнения *9—10* является процессом $i = \text{const}$. Точка *11* характеризует параметры смеси в результате смешения с воздухом второй рециркуляции. Нагрев *11—12* происходит в калорифере второй ступени, после чего воздух подается в помещение (процесс *122'*).

12. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

12.1. Системы теплоснабжения

Классификация и перспективы развития систем теплоснабжения

Интенсификация использования энергетических ресурсов в нашей стране сопровождается ростом теплопотребления промышленных предприятий различных отраслей народного хозяйства, составляющего в настоящее время в общем балансе страны около 56 %.

Теплоснабжение в ряде случаев имеет суммарные затраты, превышающие 50 % общих производственных затрат. Они часто определяются стоимостью не столько используемых энергоресурсов, сколько соответствующих систем теплоснабжения.

Системы теплоснабжения создают с учетом вида и параметров теплоносителя, максимального часового расхода теплоты, изменения потребления теплоты во времени (в течение суток, года), а также с учетом способа использования теплоносителя потребителями.

В системах теплоснабжения используются следующие источники теплоты: ТЭЦ, КЭС, районные котельные (централизованные системы); групповые (для группы предприятий, жилых кварталов) и индивидуальные котельные; АЭС, АТЭЦ, СЭУ, а также геотермальные источники пара и воды; вторичные энергоресурсы (особенно на металлургических, стекольных, цементных и других предприятиях, где преобладают высокотемпературные процессы).

Теплофикация является особенностью отечественного теплоснабжения. Теплоснабжение от всех ТЭЦ в нашей стране обеспечивает около 40 % тепловой энергии, потребляемой в промышленности и коммунальном хозяйстве. На новых отечественных ТЭЦ устанавливаются теплофикационные турбоагрегаты единичной мощностью до 250 МВт, создаются предпосылки для развития тепловых сетей, в которых будет применяться в качестве теплоносителя перегретая вода с температурой 440–470 К.

АТЭЦ также способствуют дальнейшему развитию централизованного теплоснабжения (особенно в европейской части страны) с одновременным решением экологических проблем. Сооружение АТЭЦ экономически целесообразно при тепловой нагрузке, превышающей 6 тыс. ГДж/ч. При этих условиях могут использоваться серийные реакторы. Для меньших мощностей целесообразно применение атомных отопительных котельных.

В зависимости от рода теплоносителя системы теплоснабжения делят на водяные (преимущественно для теплоснабжения сезонных потребителей теплоты и горячей воды) и паровые (в основном

Теплоснабжение промышленных предприятий – снабжение теплотой с помощью теплоносителя систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения промышленных зданий и технологических потребителей.

Система теплоснабжения – совокупность устройств, являющихся источниками теплоты, тепловых сетей, систем распределения и использования (абонентских вводов и потребителей теплоты).

Теплофикация – централизованное теплоснабжение на базе комбинированного производства электроэнергии и теплоты на ТЭЦ.

для технологического теплоснабжения, когда необходим высокотемпературный теплоноситель). Определение вида, параметров и необходимого количества теплоносителя, подаваемого к потребителям теплоты, является, как правило, многовариантной задачей, решаемой в рамках оптимизации структуры и параметров общей схемы предприятия с учетом обобщенных технико-экономических показателей (обычно приведенных затрат), а также санитарных и противопожарных норм.

Практика теплоснабжения показала ряд преимуществ воды, как теплоносителя, по сравнению с паром: температура воды в системах теплоснабжения изменяется в широких пределах (300–470 К), более полно используется теплота на ТЭЦ, отсутствуют потери конденсата, меньше потери теплоты в сетях, теплоноситель обладает теплоаккумулирующей способностью. Вместе с тем водяные системы теплоснабжения имеют следующие недостатки: требуется значительный расход электроэнергии на перекачку воды; имеется возможность утечки воды из системы при аварии; большая плотность теплоносителя и жесткая гидравлическая связь между участками системы обусловливают возможность появления механических повреждений системы в случае превышения допустимого давления; температура воды может оказаться ниже заданной по технологическим условиям.

Пар имеет постоянное давление 0,2–4 МПа и соответствующую (для насыщенного пара) температуру, а также большую (в несколько раз), по сравнению с водой, удельную энтальпию. При выборе в качестве теплоносителя пара или воды учитывается следующее. При транспортировании пара имеют место большие потери давления и теплоты, поэтому паровые системы целесообразны в радиусе 6–15 км, а водяные системы теплоснабжения имеют радиус действия 30–60 км. Эксплуатация протяженных паропроводов очень сложна (необходимость сбора и перекачки конденсата и др.). Кроме того, паровые системы имеют более высокую удельную стоимость сооружения паропроводов, паровых котлов, коммуникаций и эксплуатационных затрат по сравнению с водяными системами теплоснабжения.

Область применения в качестве теплоносителя горячего воздуха (или его смеси с продуктами сгорания топлива) ограничена некоторыми технологическими установками, например, сушильными, а также системами вентиляции и кондиционирования воздуха. Расстояние, на которое целесообразно транспортировать горячий воздух в качестве теплоносителя, не превышает 70–80 м.

Для упрощения и снижения затрат на трубопроводы в системах теплоснабжения целесообразно применять один вид теплоносителя.

Типы систем теплоснабжения

В народном хозяйстве страны используется значительное количество различных типов систем теплоснабжения. По способу подачи теплоносителя системы теплоснабжения подразделяют на закрытые, в которых теплоноситель не расходуется и не отбирается из сети, а используется только для транспортирования теплоты, и открытые, в которых теплоноситель полностью или частично отбирается из сети потребителями.

Закрытые водяные системы характеризуются стабильностью качества теплоносителя, поступающего к потребителю (качество воды как теплоносителя соответствует в этих системах качеству водопроводной воды); простотой санитарного контроля установок горячего водоснабжения и контроля герметичности системы. К недостаткам таких систем относятся сложность оборудования и эксплуатации вводов к потребителям; коррозия труб из-за поступления недеаэрированной водопроводной воды, возможность выпадения накипи в трубах.

В открытых водяных системах теплоснабжения можно применять однотруб-

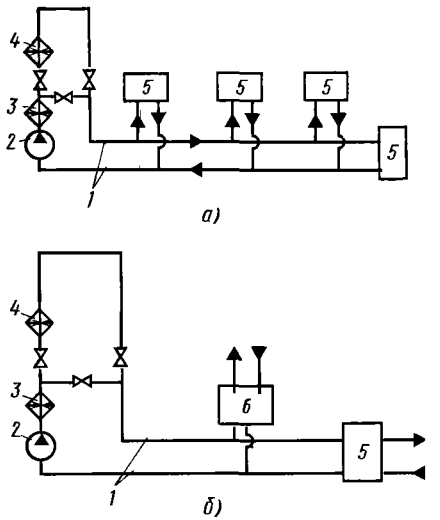


Рис. 12.1.
Схемы системы теплосиабжеиия:
а – одноступенчатая; *б* – двухступенчатая; *1* – тепловая сеть; *2* – сетевой насос; *3* – теплофикационный подогреватель; *4* – пиковый котел; *5* – местный тепловой пункт; *6* – центральный тепловой пункт

ные схемы с низкопотенциальными тепловыми ресурсами; они имеют более высокую долговечность оборудования вводов к потребителям. К недостаткам открытых водяных систем следует отнести необходимость увеличения мощности водоподготовительных установок, рассчитываемых на компенсацию расходов воды, отбираемой из системы; нестабильность санитарных показателей воды, усложнение санитарного контроля и контроля герметичности системы.

В зависимости от числа трубопроводов (теплопроводов), передающих теплоноситель в одном направлении, различают однотрубные и многотрубные системы теплоснабжения. В частности, водяные системы теплоснабжения делятся на одно-, двух-, трех- и многотрубные, причем по минимальному числу труб могут быть открытая однотрубная система и закрытая двухтрубная.

По числу параллельно проложенных паропроводов паровые системы бывают однотрубные и двухтрубные. В первом случае пар при одинаковом давлении к потребителям подается по общему паропроводу, что позволяет осуществлять теплоснабжение, если тепловая нагрузка остается постоянной в течение года и допустимы перерывы в подаче пара. При двухтрубных системах необходимо бесперебойное снабжение абонентов паром различного давления при переменных тепловых нагрузках.

По способу обеспечения тепловой энергией системы могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми (рис. 12.1). В одноступенчатых схемах потребители теплоты присоединяются непосредственно к тепловым сетям *1* при помощи местных или индивидуальных тепловых пунктов 5. В многоступенчатых схемах между источниками теплоты и потребителями размещают центральные *6* тепловые (или контрольно-распределительные) пункты. Эти пункты предназначены для учета и регулирования расхода теплоты, ее распределения по местным системам потребителей и приготовления теплоносителя с требуемыми параметрами. Они оборудуются подогревателями, насосами, арматурой, контрольно-измерительными приборами. Кроме того, на таких пунктах иногда осуществляются очистка и перекачка конденсата. Предпочтение отдают схемам с центральными тепловыми пунктами *1*, обслуживающими группы зданий *5* (рис. 12.2).

При многоступенчатых системах теплоснабжения существенно снижаются затраты на их сооружение, эксплуатацию и обслуживание в связи с уменьшением (по сравнению с одноступенчатыми системами) числа местных подогревателей, насосов, регуляторов температуры и пр.

Системы теплоснабжения играют значительную роль в нормальном функционировании предприятий промышленности. Они имеют ряд специфических особенностей. Двухтрубные закрытые водяные системы горячего водоснабжения с водоподогревателем (рис. 12.3, *а*) широ-

ко распространены при теплоснабжении однородных потребителей (систем отопления, вентиляции, работающих по одинаковым режимам, и др.). К потребителям теплоты вода направляется по подающему трубопроводу 2, она подогревает водопроводную воду в теплообменнике 5 и после охлаждения по обратному трубопроводу 1 поступает на ТЭЦ или в котельную. Подогретая водопроводная вода поступает к потребителям через краны 4 и в аккумулятор 3 подогретой воды, предназначенный для сглаживания колебаний расхода воды.

В открытых системах теплоснабжения (рис. 12.3, *б*) для горячего водоснабжения непосредственно используется вода, полностью отработанная (деаэрированная, умягченная) на ТЭЦ, в связи с чем системы водоподготовки и контроля усложняются, повышается их стоимость. Вода в двухтрубной системе горячего водоснабжения с циркуляционной линией (от ТЭЦ или котельной) подается по теплопроводу 2, а обратная – по теплопроводу 1. Вода по трубе поступает в смеситель 6, а от него к аккумулятору 3 и через краны 4 к потребителям теплоты. Для исключения возможности попадания воды из подающего трубопровода 2 непосредственно в обратный теплопровод 1 по трубе 8 предусмотрен обратный клапан 7.

В паровой схеме теплоснабжения с возвратом конденсата (рис. 12.4) пар от ТЭЦ или котельной поступает по паропроводу 2 к потребителям теплоты 3 и конденсируется. Конденсат через специальное устройство-конденсатоотводчик 4 (обеспечивает пропуск только конденсата) попадает в бак 5, из которого конденсатным насосом 6

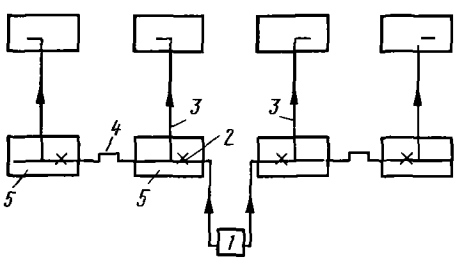


Рис. 12.2.
Схема системы теплоснабжения с центральным тепловым пунктом:
1 – центральный тепловой пункт; *2* – неподвижная опора; *3* – тепловая сеть; *4* – П-образный компенсатор; *5* – здание

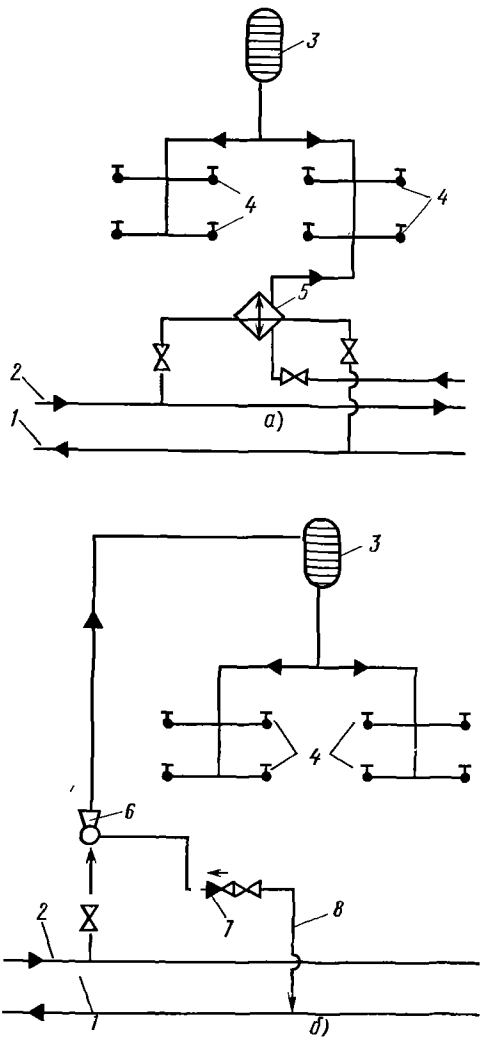


Рис. 12.3.
Двухтрубная водяная система горячего водоснабжения:
а – закрытая с подогревателем воды; *б* – открытая

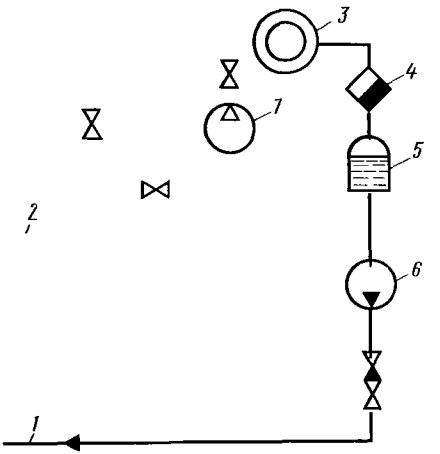


Рис. 12.4.
Паровая схема теплоснабжения

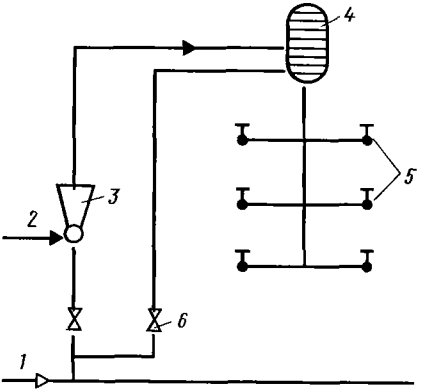


Рис. 12.5.
Схема теплоснабжения с эжектором

возвращается к источнику теплоты по трубе *1*. Если в паропроводе давление ниже требуемого технологическими потребителями, то в ряде случаев оказывается эффективным применение компрессора *7*.

Конденсат может не возвращаться к источнику теплоты, а использоваться потребителем. Схема тепловой сети в подобных случаях упрощается, однако на ТЭЦ или в котельной возникает дефицит конденсата, для устранения которого необходимы дополнительные затраты. Система горячего водоснабжения может иметь струйный подогреватель (рис. 12.5). Водопроводная вода по магистрали *2* подается к подогревателю *3* и далее в расширительный бак-аккумулятор *4*. В этот же бак из паропровода *1* через вентиль *6* поступает пар, что обеспечивает дополнительный подогрев воды при барботаже пара. Из бака *4* вода направляется к потребителям теплоты *5*.

Тепловые схемы систем теплоснабжения разрабатываются с учетом требований технологии производства, при условии наиболее полного использования теплоты и обеспечения охраны окружающей среды.

12.2. Расход теплоты в системах теплоснабжения

Графики расхода энергии

Наиболее универсальным энергоносителем, требующим определения самой эффективной области его применения, является электроэнергия. Кроме технико-экономических необходимо учитывать также социальные и экономические факторы.

Общее потребление энергии B за анализируемый период времени (например, год) (в пересчете на условное топливо) приближенно определяется в виде суммы

$$B = Э + Q + B_н, \qquad (12.1)$$

где $Э$ – потребление электроэнергии; Q – потребление тепловой энергии; $B_н$ – потребление топлива, используемого непосредственно в технологических процессах.

Структуру энергопотребления характеризуют рядом коэффициентов, представляющих собой различные сочетания отношений величин, входящих в баланс (12.1). Так, потребление электроэнергии характеризуют электроэнергетическим

коэффициентом $\beta_э = Э/B$ (в МВт·ч/т), электротопливным $\beta_{эти} = Э/B_н$ (в МВт·ч/т) или теплоэлектрическим $\beta_т = Q/Э$ [в ГДж/(МВт·ч)]. Ориентировочно $\beta_э$ и $\beta_{эти}$ имеют следующие значения: для промышленности (в целом) $\beta_э = 9{,}29$; $\beta_{эти} = 0{,}84$; для машиностроения соответственно 9,84 и 1,07; для пищевой промышленности – 32,2 и 0,47.

Структура электропотребления, в свою очередь, определяется суммой

$$Э = Э_{дв} + Э_{тех} + Э_{осв}, \qquad (12.2)$$

где $Э_{дв}$, $Э_{тех}$ и $Э_{осв}$ – энергия, соответственно используемая на двигатели, технологические процессы (электротермия, сварка и др.) и освещение.

Если ввести обозначения $k_{дв} = Э_{дв}/Э$, $k_{тех} = Э_{тех}/Э$, $k_{осв} = Э_{осв}/Э$, то сумма (12.2) получит вид

$$k_{дв} + k_{тех} + k_{осв} = 1, \qquad (12.3)$$

где $k_{дв}$, $k_{тех}$ и $k_{осв}$ – коэффициенты соответственно электросиловой, электротехнологический и электроосветительный.

Значения этих коэффициентов отражают уровень развития электрификации. Так, если на начало первой пятилетки $k_{дв} = 0{,}83$, $k_{тех} = 0{,}02$ и $k_{осв} = 0{,}15$, то в настоящее время $k_{дв}$ уменьшился более чем в 1,5 раза, а $k_{тех}$ увеличился более чем в 15 раз.

Расход теплоты в промышленности составляет ориентировочно 27% суммарного расхода энергоресурсов, а топлива 44%.

Расход теплоты на отопление и вентиляцию определяется суммированием произведений часовых расходов теплоты при различных наружных температурах на длительность стояния этих температур, которые можно найти по справочным таблицам. Следует отметить, что количество теплоты Q на отопление и вентиляцию при прочих равных условиях приближенно линейно зависит от температуры $T_н$ наружного воздуха (рис. 12.6, *а*). Расход теплоты $Q_{г.в}$ на бытовое горячее водоснабжение промышленных, жилых и других зданий, например, среднесуточный (в кДж/ч), определяется соотношением

$$Q_{т.в} = amc_в(T_г - T_х), \qquad (12.4)$$

где a – норма расхода горячей воды, которая принимается согласно нормам СНиП; m – количество единиц, на которые отнесена норма (количество людей и т. д.); $c_в$ – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $T_х$ и $T_г$ – температура соответственно холодной (водопроводной) и горячей воды, К.

Анализ особенностей теплопотребления различными предприятиями является необходимым условием правильного выбора и расчета источника теплоты, а также определения режима работы системы теплоснабжения.

Наглядное представление о теплопотреблении дают графики зависимости теплопотребления от времени. Такие графики строят как для отдельных зданий, так и для районов теплоснабжения в целом. Анализ эффективности работы систем теплоснабжения обычно осуществляется на основе годового графика суммарной нагрузки, который строят суммированием суточных графиков потребления теплоты.

На графике изменения тепловой нагрузки Q от времени t (рис. 12.6, *б*) площадь *01234* соответствует расходу теплоты $Q_п$ за весь период $t_о$, так что $Q_п = \int_0^{t_о} Q\,dt$. Площадь прямоугольника с основанием $t_{вро}$ равновелика площади под кривой, имеет высоту, соответствующую средней тепловой нагрузке $Q_{ср} = \int_0^{t_о} Q\,dt/t_о$. Путем построения равновеликого прямоугольника с высотой Q_{max} определяется число часов использования максимальной тепловой нагрузки t_{max}. Отношение $Q_{max}/Q_{ср}$ называется коэффициентом часовой неравномерности расхода теплоты за период времени $t_о$.

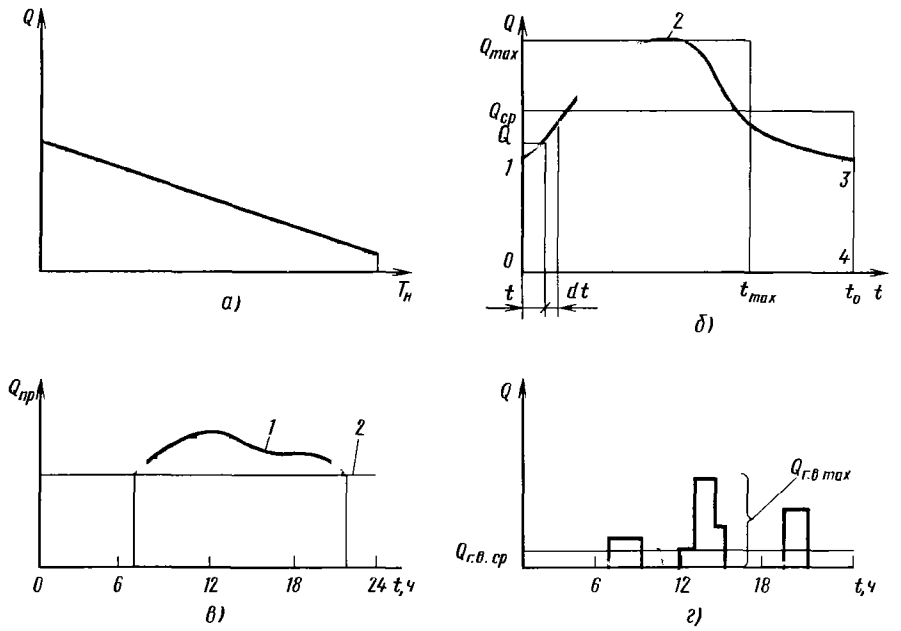


Рис. 12.6.
Графики изменения тепловой нагрузки:
а – зависимость суммарного расхода теплоты Q от температуры $T_н$ наружного воздуха; *б* – изменение тепловой нагрузки Q во времени t; *в* – суточный график изменения расхода теплоты $Q_{пр}$ при двухсменной работе промышленного предприятия; *г* – суточный график при очень неравномерном теплопотреблении

Количество теплоты, затрачиваемой на производственные цели $Q_{пр}$ (рис. 12.6,*в*), определяется суммой

$$Q_{пр} = Q_о + q_п П, \qquad (12.5)$$

где $Q_о$ – расход теплоты, не зависящий от количества выпускаемой продукции; $q_п$ – удельный расход теплоты (на единицу продукции); $П$ – количество выпускаемой продукции.

Кривая *1* соответствует изменению часового расхода теплоты, горизонталь *2* определяет среднечасовой расход теплоты за сутки.

На некоторых промышленных предприятиях суточный график потребления теплоты очень неравномерен (рис. 12.6,*г*) и характеризуется максимальным количеством теплопотребления $Q_{г.в\,max}$ и среднесуточным $Q_{г.в.ср}$.

Суточные графики расхода теплоты строят на основании расчетов с использованием нормативных данных об удельных расходах теплоты на технологические цели или обобщения результатов испытаний теплопотребляющего оборудования.

Определение тепловых нагрузок, необходимых для расчета расходов топлива, решение задач повышения технико-экономической эффективности оборудования и систем теплоснабжения в значительной степени связаны с анализом годовых графиков тепловых нагрузок, строящихся в хронологической последовательности, например, по месяцам или в порядке убывания. Так, годовой условный график комплексного расхода теплоты предприятием, располагающим собственной котельной (рис. 12.7), в зависимости от продолжительности наружной температуры $T_н$ дает возможность определять расходы теплоты и топлива, устанавливать необходимое количество и мощность котлов и т. д.

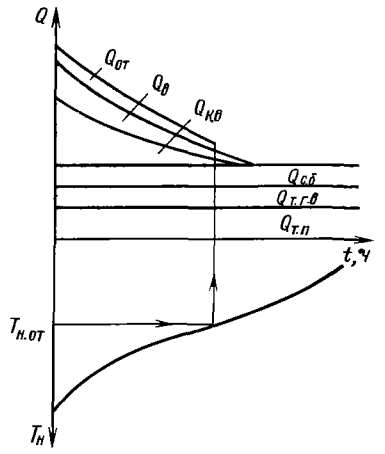


Рис. 12.7.
Годовой график расхода теплоты Q предприятием:
($Q_{от}$, $Q_в$ и $Q_{к.в}$ – часовой расход теплоты соответственно для отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха; $Q_{т.п}$, $Q_{т.г.в}$ и $Q_{с.б}$ – среднечасовой расход теплоты соответственно для технологических нужд в виде пара, горячей воды и для санитарно-бытовых нужд; $T_{н.от}$ – температура начала (окончания) отопительного периода

Расходы теплоты в системах теплоснабжения необходимо знать при их проектировании, строительстве и регулировании, а также при наладке и эксплуатации. Для этих целей чаще всего употребляются максимально-часовые расходы теплоты, определяемые по известным расчетной температуре для отопления и максимальным нагрузкам технологического потребления (значение этого расхода является основой для определения остальных расходов теплоты), среднечасовой расход теплоты наиболее холодного месяца года, который необходим для проверки правильности выбора мощности, количества оборудования и источника теплоты, среднечасовой расход теплоты отопительного периода и года.

Неравномерность теплового потребления, отрицательно сказывающаяся на технико-экономических показателях системы теплоснабжения, может быть сглажена либо организованными мероприятиями (например, изменением графика работы смен), либо применением аккумуляторов теплоты. Годовые графики расхода теплоты позволяют устанавливать время пуска и остановки сетевых насосов, выбирать период отключения участков тепловых сетей для промывки, проверки, ремонта и т. п.

Для повышения эффективности системы теплоснабжения осуществляется автоматическое регулирование их работы, причем значения регулируемых параметров, соответствующих наиболее экономичным условиям работы системы, определяются при помощи специальных графиков температур.

Эффективность использования энергоресурсов

Эффективность использования энергоресурсов принято оценивать общим коэффициентом полезного использования

$$КПИ = \eta_п \eta_{м.тр} \eta_{п.э} \eta_г \eta_р \eta_и,$$

где $\eta_п$ – КПД на стадии получения энергоресурсов; $\eta_{м.тр}$ – КПД в магистральном транспорте; $\eta_{п.э}$ – КПД при передаче энергии; $\eta_г$ – КПД при генерировании энергии; $\eta_р$ – КПД при распределении энергии; $\eta_и$ – КПД при использовании энергии.

Кроме КПИ применяются энергетические КПД отдельных установок и процессов, представляющих отношение количества энергии, полезно используемой в установке (процессе), к количеству подведенной энергии.

Наиболее реальный путь повышения КПИ (в настоящее время КПИ $\approx$ $\approx 30\%$) связан с повышением экономичности энергоиспользования. Например, с увеличением доли использования электроэнергии в промышленной технологии создаются предпосылки для увеличения КПИ, связанные с механизацией и автоматизацией производства, с разработкой новых технологических процессов.

Экономия топлива при централизованном теплоснабжении по сравнению с

теплоснабжением от котельных имеет место, если

$$(\eta_к \eta_{с.к})/(\eta_{к.с}\eta_{с.т}) < 1,$$

где $\eta_к$ – КПД нетто котельной; $\eta_{с.к}$ – КПД тепловой сети при подаче теплоты от котельных, $\eta_{с.к} = 0{,}92 \div 0{,}96$ при подаче теплоты от районных котельных и $\eta_{с.к} = 0{,}98 \div 1$ при подаче теплоты от местных котельных; $\eta_{к.с}$ – КПД котельной электростанции с учетом потерь в паропроводах между котельной и машинным залом, $\eta_{к.с} = 0{,}82 \div 0{,}88$ при работе на твердом топливе и $\eta_{к.с} = 0{,}88 \div 0{,}92$ при работе на газе или жидком топливе; $\eta_{с.т} = 0{,}9 \div 0{,}95$ – КПД тепловой сети при подаче теплоты от ТЭЦ.

Вариантные расчеты эффективности работы систем теплоснабжения осуществляются на ЭВМ с целью выбора оптимального решения. В результате таких расчетов устанавливаются источник теплоты и состав оборудования установок, вид топлива, схема теплоснабжения (открытая, закрытая и т. п.), а также целесообразность ликвидации индивидуальных котельных (если они имеются в районе).

При выполнении таких технико-экономических расчетов составляются перечень и характеристики технически реализуемых вариантов, перечень исходных данных (расход теплоты, режимы потребления, продолжительность периода теплопотребления, мощность предполагаемой котельной, численность персонала для обслуживания системы теплоснабжения, вид и расход топлива, условия топливоснабжения и др.). Оцениваются размеры капитальных вложений K, годовых эксплуатационных расходов Э, определяемых стоимостью топлива, энергии, расходуемой на собственные нужды, заработной платой обслуживающего персонала, затратами на амортизационные отчисления, ремонт и др. Кроме этого, определяются (с точностью около 5 %) приведенные (или расчетные) затраты $З$, сопоставлением которых выявляется наиболее экономичный вариант, причем

$$З = Э + E_н K,$$

где $E_н$ – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений (обычно 0,12). Часто $З$, Э и K определяются в тыс. руб./год.

Выбор того или иного варианта системы теплоснабжения должен осуществляться только при условии их сопоставимости. Обычно условиями сопоставимости являются объем и качество продукции, надежность системы, условия техники безопасности и охраны окружающей среды. Если эти условия различаются, то при расчете приведенных затрат учитывают дополнительные затраты, необходимые для достижения таких условий. Например, если сравнивают i вариантов создания систем теплоснабжения с очистными сооружениями, обеспечивающими снижение концентрации вредных выбросов до предельно допустимых значений, то приведенные затраты для i-го варианта

$$З = E_н K_i + Э_i + E_н \Delta K_i + \Delta Э_i,$$

где ΔK_i и $\Delta Э_i$ – соответственно дополнительные капитальные затраты и текущие (эксплуатационные) издержки, необходимые для достижения поставленной цели.

В качестве показателя сравнительной экономической эффективности капитальных вложений обычно принимается минимум приведенных затрат.

Пути повышения эффективности систем теплоснабжения

Развитие теплоснабжения предполагает дальнейшее расширение централизованных систем, осуществление мероприятий по экономии топливных ресурсов, совершенствование теплофикационного оборудования и методов его использования, оптимизацию распределения производства теплоты между источниками, внедрение автоматизированных систем

управления тепловыми пунктами. Повышение экономичности и эффективности теплоснабжения потребителей от ТЭЦ предполагает увеличение единичной мощности агрегатов, а также усовершенствование и упрощение схем ТЭЦ.

Усовершенствование центральных котельных связано с заменой разнотипного оборудования (паровых и водогрейных котлов) одной теплофикационной установкой, обеспечивающей одновременный отпуск пара и горячей воды, что существенно снижает стоимость вырабатываемой тепловой энергии и упрощает систему теплоснабжения.

Теплоснабжение от паротурбинных ТЭЦ характеризуется ограничениями максимальной температуры теплоносителя (около 470 К), поэтому актуальной является разработка систем высокотемпературной теплофикации. Так, система, схема которой показана на рис. 12.8, предназначена для получения перегретого пара температурой более 770 К. Для получения пара служит котел *3*, в топку которого направляются отходящие из газовой турбины *1* газы. Пар отдает теплоту в установке *5*, и конденсат насосом *4* возвращается в котел. Электроэнергия вырабатывается генератором *2*. Возможно осуществление схем, предусматривающих подачу отходящих из газовой турбины газов при температуре до 1770 К непосредственно в технологические установки.

Использование атомных реакторов в качестве источников теплоснабжения стало возможным благодаря созданию высокотемпературных газоохлаждаемых реакторов (рис. 12.9).

От реактора *1* горячий газ направляется в теплообменник *2*, обеспечивающий теплоснабжение технологических установок. Затем он поступает в газовую турбину *3*, вращающую генератор *4*, и в компрессор *5*, сжимающий газ перед реактором. Такая схема позволяет повысить начальную температуру и соответственно КПД цикла, обеспечить необходимую высокотемпературную теплофикацию.

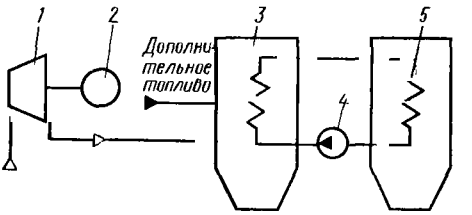
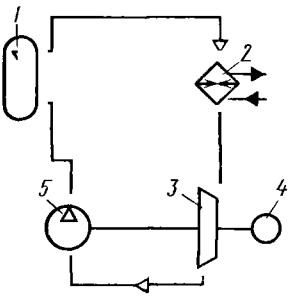


Рис. 12.8.
Схема установки высокотемпературной теплофикации

Схема установки высокотемпературной теплофикации с ядерным реактором *1* и МГД-генератором *2* показана на рис. 12.10. Для повышения эффективности установки в схеме предусмотрен теплообменник, обеспечивающий регенерацию теплоты газов, уходящих из котла.

Эффективность теплоснабжения может быть существенно повышена в связи с развитием энерготехнологии и использованием вторичных энергоресурсов. Одним из путей повышения эффективности системы теплоснабжения является снижение потерь теплоты в тепловых сетях, которые составляют примерно 9% отпущенной теплоты. Только за счет улучшения теплоизоляции эти потери могут быть снижены примерно до 2%. Каждый процент снижения потерь эквивалентен экономии условного топлива в количестве 2–4 млн. т.



Ррс. 12.9.
Схема установки с ядерным реактором для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии

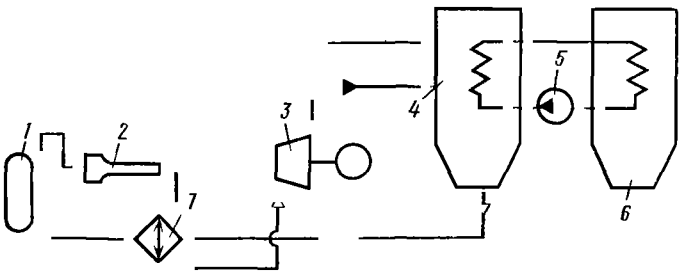


Рис. 12.10.
Схема установки высокотемпературной теплофикации с ядерным реактором и МГД-генератором:
1 — ядерный реактор; *2* — МГД-генератор; *3* — газовая турбина; *4* — котел; *5* — насос; *6* — теплопотребитель; *7* — теплообменник-регенератор

Для экономии теплоты требуется совершенствование эксплуатации потребителей теплоты, предполагающее улучшение теплоизоляции, ликвидацию неплотностей, приводящих к потерям пара и воды, внедрение схем, обеспечивающих максимальный возврат конденсата. Кроме того, значительный эффект достигается путем повышения степени регенерации теплоты в технологических процессах, применения комбинированных процессов, разработки технологических процессов с использованием теплоты от ядерных реакторов, разработки систем для использования вторичных энергоресурсов.

Для обеспечения экономии теплоты и других энергоресурсов на промышленных предприятиях составляются балансы энергии, организуются учет и нормирование (по потребителям) расхода теплоты, разрабатываются планы организационно-технических мероприятий, направленных на экономию энергоресурсов.

Существенное значение имеет также освоение новых возобновляемых источников энергии. Так, расход органического и ядерного топлива для отопления, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения будет постепенно снижаться за счет развития солнечных нагревательных аккумулирующих установок (солнечные водонагреватели в нашей стране выпускаются серийно). Для таких районов страны, как Крайний Север, Камчатка, Средняя Азия, Крым, Северо-Восток, целесообразно применять для отопления и горячего водоснабжения геотермальные источники теплоты.

Значительную экономию обеспечивает качественное нормирование расхода теплоты во всех звеньях производства (по отдельным технологическим установкам, цехам, предприятию в целом) с установлением технически обоснованных прогрессивных норм расхода энергоресурсов.

Оценка затрат на воспроизводство энергии

Затраты общественно необходимого труда на воспроизводство энергии, а также всех видов топлива, оборудования и других средств производства в объемах и пропорциях, необходимых для воспроизводства энергии, отражаются тарифами на энергию. Их основными элементами являются полная себестоимость производства энергии и прибыль.

Себестоимость энергии формируется с учетом затрат не только на производство, но и на передачу и распределение энергии, с учетом числа часов использования установленной мощности и расходов по содержанию резерва мощности на станциях и в системах. Существуют специальные методики рас-

чета себестоимости тепловой энергии. Например, ее значение $S_{\Sigma к}$ для автономных котельных определяется в виде суммы

$$S_{\Sigma к}^{кот} = 0{,}143/(\eta_к 4{,}19)\, ц_т Q_г + aK_к + \\ + \mu З_{ср} Q_р + S_{пр}, \qquad (12.6)$$

где $\eta_к$ – КПД котельной; $ц_т$ – цена условного топлива за 1 т; $Q_г$ – годовая выработка теплоты котельной, ГДж; $K_к$ – капитальные вложения в котельную, тыс. руб.; μ – штатный коэффициент, 1/ГДж; $З_{ср}$ – среднегодовой фонд заработной платы, руб./1; $Q_р$ – расчетная часовая производительность котельной, ГДж/ч; $S_{пр}$ – прочие расходы, руб.

Себестоимость производства единицы теплоты в этом случае $S_{т.э} = S_{\Sigma к}/Q_г$. В связи с различием себестоимостей отдельных энергосистем тарифы соответственно различаются по зонам или районам и дифференцированы по качеству энергии, определяемому в основном параметрами теплоносителя. Учитывается также требование полного возврата конденсата на ТЭЦ, стоимость использованной воды.

При расчетах за потребляемую тепловую энергию обычно применяют одноставочный тариф, определяющий размер платы, пропорциональный количеству потребляемой энергии согласно соотношению

$$Ц_т = ц_т Q,$$

где $ц_т$ – ставка платы за единицу количества теплоты; Q – количество потребленной теплоты.

Ставки платы дифференцированы по энергосистемам, кроме того, для каждой энергосистемы – по горячей воде и пару определенных параметров. Тарифы устанавливаются исходя из 100 %-ного возврата конденсата. Каждому потребителю в соответствии с характером производства определяются норма возврата конденсата и его качество.

13. ОСНОВЫ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИИ И ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ

13.1. Основы энерготехнологии

Современная структура потребления топливно-энергетических ресурсов в народном хозяйстве СССР характеризуется следующими приближенными данными: освещение 0,5 %; силовые процессы 25%; высокотемпературные процессы (свыше 673 К) 25 %; средне- и низкотемпературные процессы (соответственно 373–673 и 373–423 К) 49,5 %. Расход энергии на освещение и приводы механизмов и машин (электродвигатели) определяет потребность в электроэнергии. Затраты энергии на высокотемпературные процессы формируют необходимый расход топлива, электроэнергии и пара. Затраты энергии на среднетемпературные процессы определяют расход топлива и пара. Для низкотемпературных процессов в качестве энергоносителя, как правило, используется горячая вода.

Различают энергетическое (связанное с получением энергоносителя – водяного пара) и технологическое или промышленное (связанное с производством металла, строительных материалов, химического сырья и т. п.) использование топлив. Твердые, жидкие и газообразные виды топлив в основном являются источником теплоты. Вместе с тем топливо – это уникальное невозобновляемое сырье для химической, нефтехимической, фармацевтической, микробиологической промышленности и др. Так, путем переработки угля получают сотни ценных продуктов. Из нефти и газа производится более 95 % продукции органического синтеза: полиэтилен, поликарбонатные пластмассы, полиэфирные волокна, различные типы синтетического каучука, кормовой белок и др.

Одним из наиболее действенных средств повышения эффективности потребления топлива в народном хозяйстве является переход к комплексным энерготехнологическим методам использования топлива: к извлечению всех ценных составляющих топлива при обязательном комбинировании процесса сжигания части топлива для производства тепловой и электрической энергии с различными технологическими процессами. Энерготехнологические методы производства возможны на базе всех твердых, жидких и газообразных топлив. Комбинирование энергетического и технологического процессов позволяет интенсифицировать все основные процессы, включенные в энерготехнологическую схему, значительно повысить коэффициент использования топлива, а также с максимальной эффективностью и высоким КПД применять как органическую, так и минеральную (зольную) составные части топлива. Разработка эффективных методов комплексного использования топлива неразрывно связана с развитием энерготехнологии.

Энерготехнология занимается разработкой основных теоретических положений, позволяющих создавать высокоэффективные комплексные энерготехно-

Энерготехнология – раздел науки, базирующийся на глубоких исследованиях кинетики и механизма соответствующих химических реакций, изучении физических процессов переноса теплоты вещества при фазовых превращениях в реагирующих системах и на исследовании качественных физико-химических, а также экономических характеристик исходного топлива.

логические методы использования различных видов топлива при производстве важнейших видов промышленной продукции из топлива или с его помощью. Энерготехнология имеет два главных практических направления: изыскание путей повышения эффективности использования органической и минеральной частей топлив, применяемых на электростанциях и в промышленной энергетике, и создание интенсивных энерготехнологических методов производства важных видов промышленной продукции (сталь, чугун, цветные металлы, строительные материалы, химическое сырье и т. п.) при потреблении топлив, имеющих малую стоимость, и снижении их удельных расходов.

Энерготехнологические схемы использования топлив

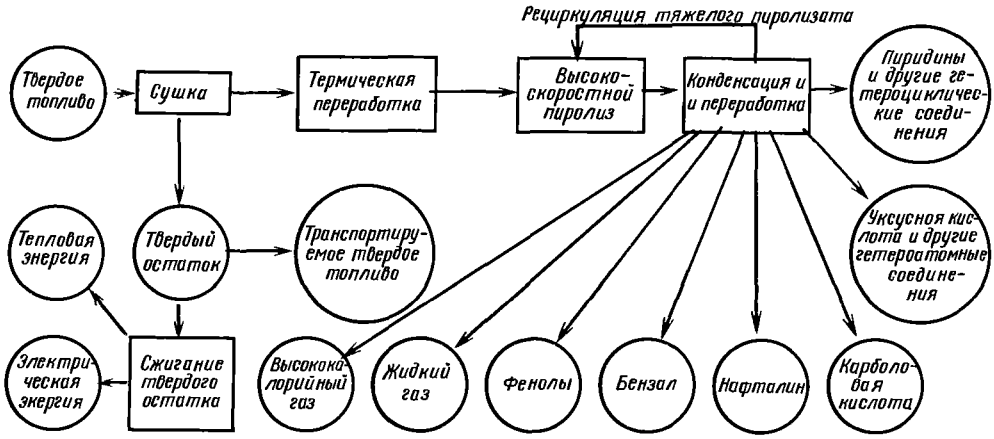
В простейшей энерготехнологической схеме повышения эффективности использования составных частей топлив (первое направление энерготехнологии) топливо перед сжиганием в топке котла подвергается термической переработке в определенных условиях с получением высококалорийного газа и ценных жидких продуктов. Простейшая схема применима при потреблении большинства твердых, жидких и газообразных видов топлив, однако ее назначение зависит от конкретных условий развития района, в котором располагается электростанция.

Простейшие схемы, показанные на рис. 13.1, предназначены для получения жидких смол, содержащих ценные виды химического сырья, бензина, высококалорийного газа с компонентами сжиженного газа и непредельных углеводородов, цементного клинкера и других строительных материалов типа шлаковойлока, шлаковаты и т. п.

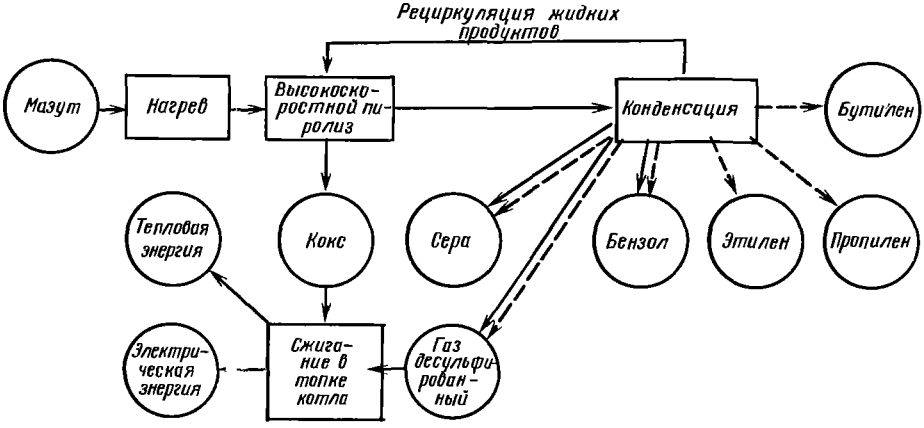
На рис. 13.2 представлена энерготехнологическая схема использования твердого топлива, сочетающая его термическую переработку с последующим сжиганием горячего коксового остатка в топках паровых котлов.

В настоящее время энерготехнологические схемы наиболее широко распространены в химической промышленности и в цветной металлургии. Так, на рис. 13.3 приведена энерготехнологическая схема производства этилена и пропилена. Полученный в пиролизных печах пирогаз *I* с температурой 1113 – 1123 К подводится к котлу-утилизатору *1*, где при его охлаждении до 673 К производится пар давлением 9 – 10 МПа. Пар направляется в турбину противодавления *2* для привода компрессора пирогаза и аналогичную турбину *3* для привода электрического генератора. Пар *II*, выходящий из турбин с давлением 0,25 – 0,3 МПа, распределяется на технологические нужды и частично поступает в генератор *4* абсорбционной холодильной машины для получения холода при при 236 К. За счет теплоты конденсации водяного пара происходит выпаривание хладагента из крепкого раствора, который из генератора подается в конденсатор *5*, охлаждаемый водой, а затем через дроссельный вентиль в испаритель *6* к потребителям холода. Парообразный хладагент из испарителя всасывается компрессором *7*, где он сжимается до давления абсорбции и направляется в абсорбер *8*, охлаждаемый водой; в нем хладагент поглощается слабым раствором, поступающим из генератора *4*. Образующийся при этом крепкий раствор насосом *9* через теплообменник *10* растворов возвращается в генератор *4*.

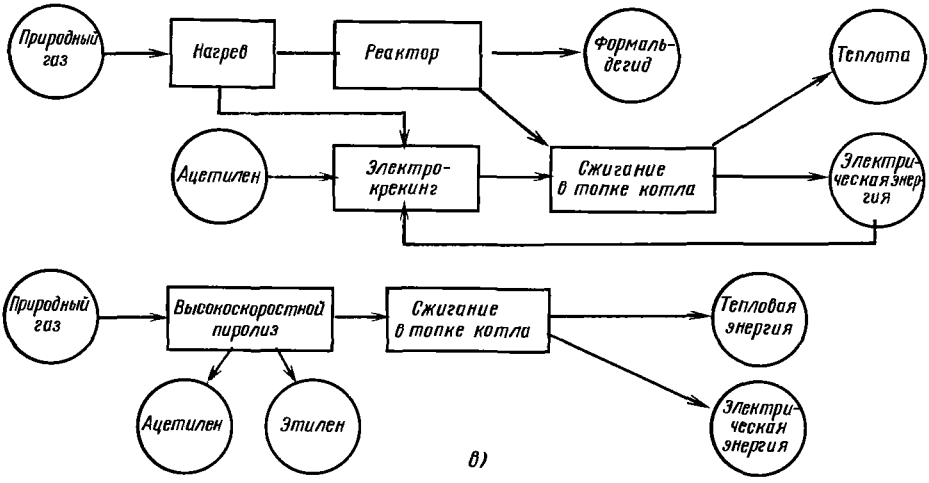
Пирогаз *I* с температурой 673 К входит в узел *28* масляной закалки и промывки пирогаза, где за счет охлаждения пирогаза до 383 К получается часть технологического пара *III* давлением 1 МПа. С температурой 383 К пирогаз поступает в генератор *11* другой абсорбционной холодильной машины для получения холода на уровне температуры 255 К. За счет охлаждения пирогаза до 353 К и конденсации содержащегося в нем водяного пара и смолы происходит выпаривание хладагента из


Рециркуляция тяжелого пиролизата
Твердое топливо
Сушка
Термическая переработка
Высокоскоростной пиролиз
Конденсация и переработка
Пиридины и другие гетероциклические соединения
Тепловая энергия
Твердый остаток
Транспортируемое твердое топливо
Уксусная кислота и другие гетероатомные соединения
Электрическая энергия
Сжигание твердого остатка
Высококалорийный газ
Жидкий газ
Фенолы
Бензол
Нафталин
Карболовая кислота

а)


Рециркуляция жидких продуктов
Мазут
Нагрев
Высокоскоростной пиролиз
Конденсация
Бутилен
Тепловая энергия
Кокс
Сера
Бензол
Этилен
Пропилен
Электрическая энергия
Сжигание в топке котла
Газ десульфурованный

б)


Природный газ
Нагрев
Реактор
Формальдегид
Теплота
Ацетилен
Электрокрекинг
Сжигание в топке котла
Электрическая энергия
Природный газ
Высокоскоростной пиролиз
Сжигание в топке котла
Тепловая энергия
Ацетилен
Этилен
Электрическая энергия

в)

Рис. 13.1.
Энерготехнологические схемы использования энергетических топлив:
———— — первый вариант; — — — — второй вариант

←

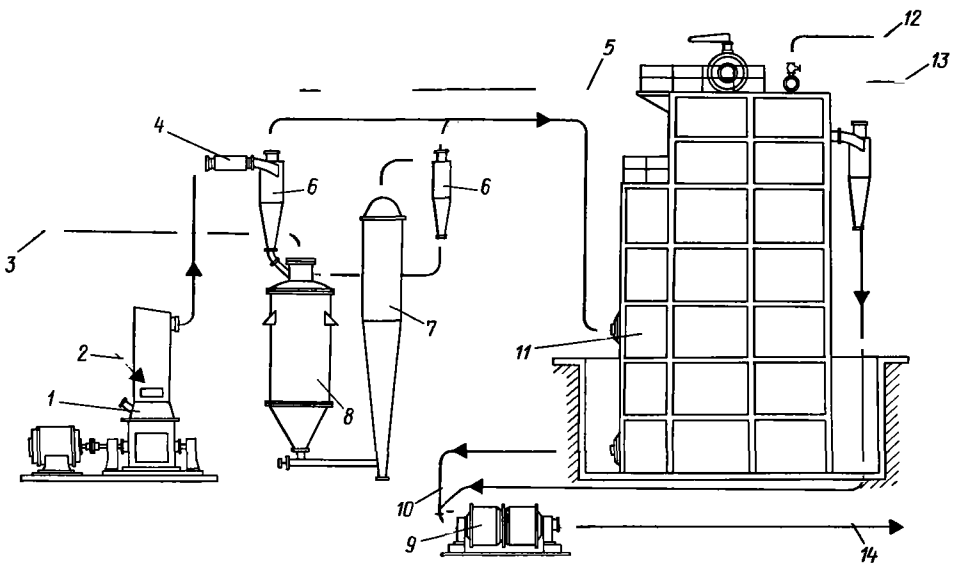
крепкого раствора, теплота конденсации хладагента передается в кипятильник *12* этанэтиленовой колонны *13* газоразделения с температурой кипения этановой фракции 266 К.

Низкая температура конденсации позволяет использовать для получения холода на уровне температуры 255 К низкопотенциальную теплоту пирогаза и теплоту конденсации содержащихся в нем водяного пара и смолы. Из кипятильника *12* жидкий хладагент поступает через дроссельный вентиль в испаритель *14* к потребителям холода с температурой 255 К. Парообразный хладагент из испарителя направляется в абсорбер *15*, охлаждаемый водой, где поглощается слабым раствором, поступающим из генератора *11*. Образующийся при этом крепкий раствор насосом *16* через теплообменник *17* возвращается в генератор *11*.

Циркулирующее масло из узла *28* промывки пирогаза подается в генератор *18* третьей абсорбционной машины. Хладагент, как и в предыдущих абсорбционных машинах, проходит конденсатор *19* с водяным охлаждением и после дросселирования направляется в испаритель *20* к потребителю холода с температурой 279 К, затем в абсорбер *21* и далее насосом *22* через теплообменник *23* возвращается в генератор *18*.

Снабжение холодом при температуре 296 К происходит с использованием вторичного холода метановой газоразделительной колонны *24* путем теплообмена с теплоносителем в теплообменнике *25*. При этом теплоноситель насосом *26* подается к потребителю холо-

Рис. 13.2.
Простейшая схема энерготехнологического использования твердого топлива:
1 — шахтная мельница; *2* — твердое топливо; *3* — продукты термического разложения на очистку и конденсацию; *4* — реторта нагрева; *5* — дымовые газы из котла; *6* — циклон; *7* — технологическая топка; *8* — камера термического разложения; *9* — шаровая мельница; *10* — зола; *11* — котел; *12* — пар; *13* — дымовые газы; *14* — цемент



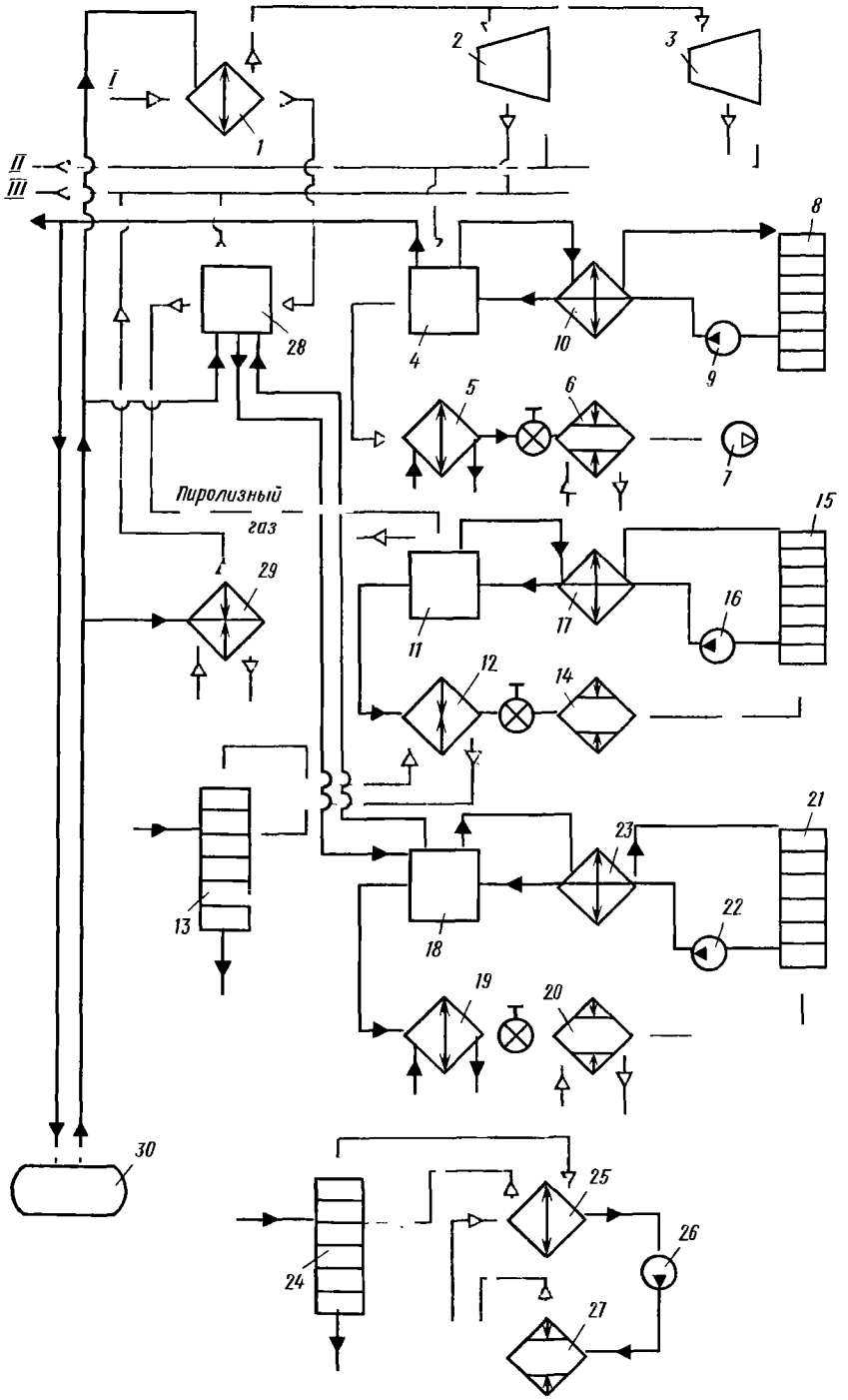

I
II
III
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
Пиролизный газ

Рис. 13.3.
Схема энерготехнологического комплекса производства этилена и пропилена
←

да *27*. Теплота дымовых газов пиролизных печей используется в котле-утилизаторе *29*, где получается технологический пар давлением 1 МПа. Весь конденсат из технологических аппаратов и конденсат из генератора *4* абсорбционной холодильной установки собирается в сборнике *30*, откуда распределяется в котлы для получения технологического и энергетического пара. Таким образом, в установке утилизируется дополнительно значительное количество теплоты низкого потенциала, что повышает ее энергетическую и экономическую эффективность.

Наиболее эффективными энерготехнологическими схемами в химической промышленности являются схемы производства аммиака, слабой азотной кислоты и карбамида. Так, в результате использования этих схем в производстве аммиака удельный расход электроэнергии снизился почти в 8 раз (от 6840 до 900 МДж/кг); в производстве карбамида на 40% снизился расход пара, получаемого со стороны, на 35–40% сократились удельные капитальные вложения, на 10% уменьшилась себестоимость продукции; в производстве слабой азотной кислоты в несколько раз сократился расход электроэнергии, а кроме того, вырабатывается свыше 5 ГДж тепловой энергии, которая может быть передана другим потребителям.

В цветной металлургии используются энерготехнологические агрегаты на базе существующих металлургических переделов. Так, агрегат прокалки нефтяного кокса, установленный на одном из алюминиевых заводов, позволяет, кроме значительного экономического эффекта от улучшения технологии, получать ежегодно дополнительно до 200 тыс. ГДж теплоэнергии.

Комплексная переработка угля

Программа комплексной переработки канско-ачинского угля. Энергетической программой СССР на длительную перспективу в качестве одной из важнейших мер обеспечения народного хозяйства энергоресурсами и совершенствования структуры энергетического баланса страны предусматривается существенное увеличение добычи угля. Ускоренно будут развиваться крупнейшие топливные базы в восточных районах – Канско-Ачинский и Экибастузский топливно-энергетические комплексы, Кузнецкий, Южно-Якутский, Тургайский и другие угольные бассейны Восточной Сибири и Дальнего Востока. Большое значение придается созданию предприятий Канско-Ачинского топливно-энергетического комплекса по переработке угля в облагороженные твердые, жидкие, газообразные виды топлива и химическое сырье, использованию продуктов переработки в энергетике, металлургии, химии и нефтехимии с последующей транспортировкой продуктов переработки и передачей электрической энергии в другие районы Сибири, а также в европейскую часть страны и на Урал. Комплексное использование канско-ачинских углей включает три основных звена:

крупномасштабную термическую переработку угля с производством твердого топлива, смолы и газа, получением на основе смолы синтетического жидкого топлива и транспортировкой его на электростанции;

применение газов термической переработки угля для производства аммиака, метанола, компонентов моторных топлив и минеральных удобрений;

производство водорода и оксида углерода и совмещенная транспортировка этих газов и электроэнергии в криогенных условиях.

Рассмотрим принципиальную схему энергогазохимического комплекса. Уголь поступает на установку полукоксования, где разделяется на полукокс, смолу и летучее органическое вещество. Основ-

ная часть полукокса, как бездымное топливо, направляется для производства электроэнергии, а крупная фракция – дальним потребителям. Из смолы производится жидкое синтетическое топливо. Летучее вещество угля в парогазовом состоянии подвергается конверсии с получением синте-газов и водорода. Определенная часть смеси поступает на очистку, сжижение и разделение. Производится каталитическое превращение ортоводорода в пароводород. Некоторая часть синтез-газов и водорода используется непосредственно в регионе месторождения канско-ачинского угля для переработки мазута в светлое моторное топливо, синтеза аммиака и карбамида, метанола и прямого восстановления руд. Полученные химические продукты транспортируются дальним потребителям. Электроэнергия передается в районы потребления, например, европейскую часть СССР.

Водород и оксид углерода обладают ценными свойствами энергоносителей и химического сырья. Они могут использоваться для повышения эффективности традиционных производств, а также для создания и развития новых технологических процессов и водородной энергетики. Глубокий холод жидких водорода и оксида углерода используется для сжижения воздуха с последующим его разделением на кислород и азот. Это исключает (в основной части) традиционный расход электроэнергии на получение соответствующего количества кислорода и азота. Азот вместе с водородом и оксидом углерода может быть направлен для синтеза аммиака, карбамида и других продуктов связанного азота. В результате из процесса исключается природный газ. Кислород используется для традиционной интенсификации процесса в доменном, конвертерном и других производствах черной и цветной металлургии.

Водород с оксидом углерода в соотношении по объему 2:1 может быть направлен на получение метанола с производством на его базе большой номенклатуры химических продуктов. Метанол уже в настоящее время широко применяется для промышленного производства уксусной и муравьиной кислот, формальдегида и термореактивных пластмасс на его основе, простых и сложных эфиров, хлорметанов и метиламинов. Он является также ценным сырьем для микробиологического синтеза кормового белка. Метанол может быть использован, например, как топливо для автомобильных двигателей (без вредных выбросов). Кроме того, водород и оксид углерода, как идеальные газы-восстановители, заменят в доменном производстве и цветной металлургии вдуваемый в доменные печи природный газ, что приведет, кроме того, к увеличению производительности печи (примерно на 6–7%). Водород и оксид углерода, полученные из канско-ачинского угля, используются как идеальные газы-восстановители для новых производств прямого восстановления руд.

Водород крайне необходим для превращения тяжелых остатков от перегонки нефти (мазутов) в светлое моторное топливо, а также для обессеривания (гидроочистки) моторного топлива. Часть водорода предполагается использовать в коммунально-бытовом газоснабжении.

Изложенная общая схема энергогазохимического использования промышленного потенциала канско-ачинских углей иллюстрирует программу практической реализации, которой должны предшествовать научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию новой техники и технологии. Поэтому целесообразна поэтапная реализация программы, подчиненная общей конечной задаче. Для всех этапов реализации программы конечной задачей является использование фиксированного углерода канско-ачинского угля (в виде полукокса) как бездымного топлива для производства электроэнергии, а летучего органического вещества угля как исходного сырья, способного заменить

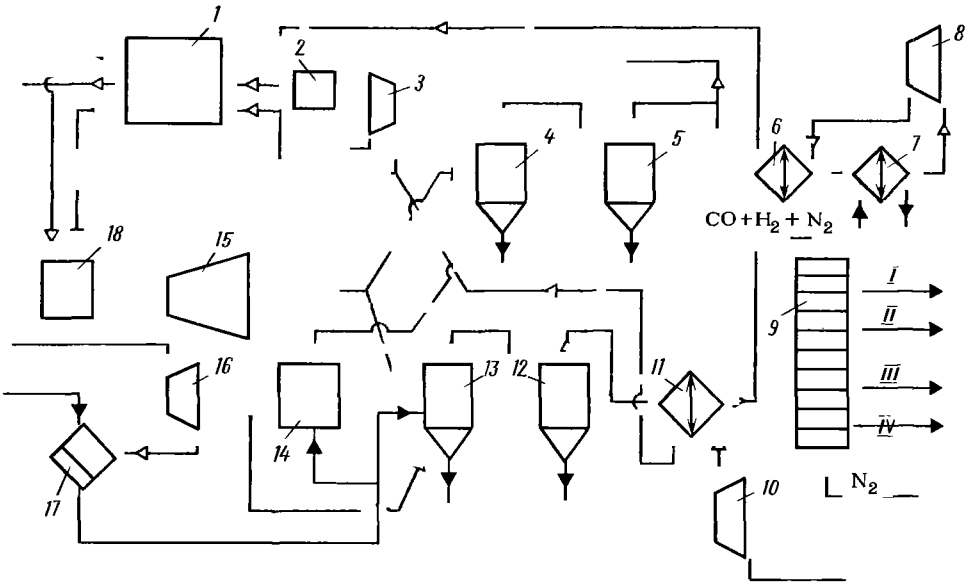


Рис. 13.4.
Схема энерготехнологического комплекса на базе МГДЭС:
1 — каупер; *2* и *18* — камеры сгорания; *3* и *16* — газовые турбины; *4* и *13* — циклоны-газификаторы; *5* и *12* — циклоны; *6*, *7* и *11* — теплообменники; *8* и *10* — компрессоры; *14* — каталитический генератор теплоты; *15* — МГД-генератор; *17* — сушилка топлива; *I* — бензин; *II* — моторное топливо; *III* — реактивное топливо; *IV* — топливное масло

природный газ и нефть в различных производствах. Такое выполнение программы позволит по первоначальной упрощенной технологической схеме, включающей некоторые традиционные технологические решения, поэтапно дополнять технологическую схему по мере разработки новой техники. Это обеспечит ускоренную отдачу средств, затраченных на научные исследования и опытно-конструкторские разработки, позволит проверить надежность новой техники на практике и будет способствовать реализации последующих этапов программы.

Комплексное решение рассмотренных задач позволит улучшить структуру энергетического баланса страны: снизить долю нефти, используемой в качестве топлива, и замены ее газом и углем, а также улучшить системы природопользования и обеспечить защиту окружающей среды.

Энерготехнологические комплексы. Одним из перспективных является энерготехнологический метод высокоскоростного пиролиза угля, который позволяет создавать вместо ТЭС, рассчитанных на прямое сжигание угля, энерготехнологические комплексы с установками по термической переработке угля и энергетические блоки по производству электрической и тепловой энергии. Продукцией установок по термической переработке угля могут быть формованный кокс, угольные брикеты для бытовых нужд, газ — восстановитель для металлургических предприятий, высококачественные смолы, из которых можно получать синтетическое жидкое моторное топливо, и на базе золы — строительные и другие материалы.

Схема энерготехнологического комплекса на базе МГДЭС показана на рис. 13.4. Рабочим телом МГД-генера-

тора *15* служат продукты сгорания оксида углерода в подогретом воздухе. Для создания высокоэффективного МГД-генератора с низкой среднемассовой температурой (2200–2500 К) рабочего тела предлагается использовать МГД эффект Т-слоя.

Вместо однофазного течения ионизированного газа в МГД-генераторе будет создаваться пульсирующий режим с периодически возникающими плазменными сгустками (Т-слоями), имеющими температуру $(10 \div 12) \cdot 10^3$ К. В процессе прохождения Т-слоя через канал с поперечным магнитным полем 2–3 Тл при давлении рабочего тела 2,9–4,9 МПа генерируется токовый импульс. Такая схема позволяет получить переменный электрический ток.

Рабочее тело после МГД-генератора поступает в циклоны-газификаторы *4* и *13*. В газификаторе *4* происходит восстановление на полукоксе углекислого газа до оксида углерода и отделение жидкого шлака. Затем часть потока оксида углерода через циклон *5* поступает в камеру сгорания *2*, другая часть потока оксида углерода после теплообменников *6* и *7* и компрессора *8* используется в качестве источника теплоты для подогрева в кауперах *1* воздуха и основного потока топлива и подается в камеру сгорания *18*.

Во втором циклоне-газификаторе *13* газовый поток взаимодействует с подсушенным углем и водяным паром, в результате чего получается СО-водородная смесь (с некоторым содержанием азота), являющаяся исходным сырьем, поступающим для химического производства.

Как видно, в схеме отсутствуют паросиловые установки по производству электроэнергии, дополнительная утилизация энергии отработанных газов осуществляется в газовых турбинах *3* и *16*. Это позволяет экономить топливо. Кроме того, в уходящих газах практически нет вредных примесей, что очень существенно.

Ядерно-технологические комплексы

Схемы ядерно-технологических комплексов. На базе ядерного реактора могут быть созданы энерготехнологические комплексы по производству, например, водорода, аммиака, синтез-газа, метанола, а также энергоснабжения предприятий.

Наибольший интерес представляет использование теплоты высокотемпературных ядерных реакторов с газовым охлаждением при производстве аммиака и метанола (рис. 13.5).

Природный газ подвергается паровой каталитической конверсии под давлением по каскадной схеме *4* с выводом через металлические водородопроницаемые мембраны водорода из конвертированного газа между ступенями конверсии. Водород высокой чистоты после смешения его с азотом из хвостовых газов производства азотной кислоты используется как сырье для производства аммиака.

Азотно-водородная смесь сжимается до 32 МПа в турбокомпрессоре *8* с приводом от паровой турбины *9*. Непродиффундировавшие газы после третьего диффузионного аппарата *6* используются в соотношении CO/H_2 как сырье для производства метанола. В реакторе *12* эти газы подвергаются среднетемпературной конверсии оксида углерода, после чего из газовой смеси выделяют водород в четвертом диффузионном аппарате *6*.

Непродиффундировавшие газы после четвертого диффузионного аппарата *6* подвергаются конверсии оставшегося метана в четвертой ступени трубчатой печи *4*. Удаление водорода и дозировка пара перед конверсией метана способствуют более глубокому течению реакции и уменьшению концентрации инертов, в частности, остаточного метана в свежем газе производства метанола. Конвертированный газ после четвертой ступени трубчатой печи *4* охлаждается в котле-утилизаторе *13* до температуры 723 К, после чего часть его подверга-

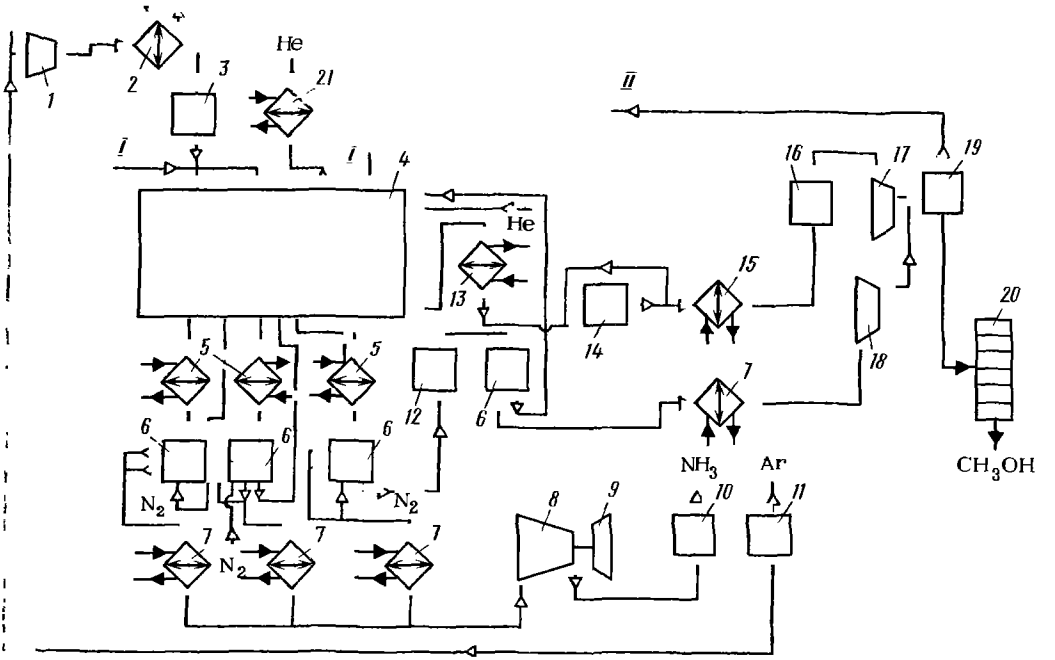


Рис. 13.5.
Интегральная схема установки производства аммиака и метанола с диффузионным выделением водорода на стадии конверсии метана:
1 – компрессор; *2* – подогреватель; *3* – сероочистка; *4* – трубчатая печь; *5*, *7*, *13*, *15* и *21* – котлы-утилизаторы; *6* – диффузионный аппарат; *8* – турбокомпрессор; *9* – паровая турбина; *10* – синтез NH_3; *11* – разделение продувочных газов; *12* и *14* – реакторы; *16* – пропилен-карбонатная очистка; *17* и *18* – компрессоры; *19* – агрегат синтеза метанола; *20* – установка укрепления метанола; *I* – пар; *II* – продувочные газы

ется среднетемпературной конверсии оксида углерода.

Газовая смесь проходит пропилен-карбонатную очистку до содержания углекислого газа в свежем газе не более 6 %. Водород из четвертого диффузионного аппарата *6* сжимается компрессором *18*, а газовая смесь – компрессором *17* до давления 5–10 МПа, их смесь направляется в агрегат *19* синтеза метанола.

Продувочные газы *II* синтеза метанола используются частично в качестве топлива в подогревателе природного газа, а частично возвращаются в трубчатую конверсию метана. Метанол-сырец укрепляется в ректификационной колонне. Метанол-ректификат используется в качестве продукта.

Необходимый для проведения технологических процессов водяной пар *I* с давлением 10,4 МПа получают в системе котлов-утилизаторов технологических газов, в блоке теплоиспользующей аппаратуры трубчатой печи, а также в дополнительном котле. Газовые компрессоры аммиачного и метанольного производства приводятся в действие от паровых конденсационных турбин. Маслонасосы и питательные насосы паровых котлов работают от электродвигателей. Для покрытия эндотермического

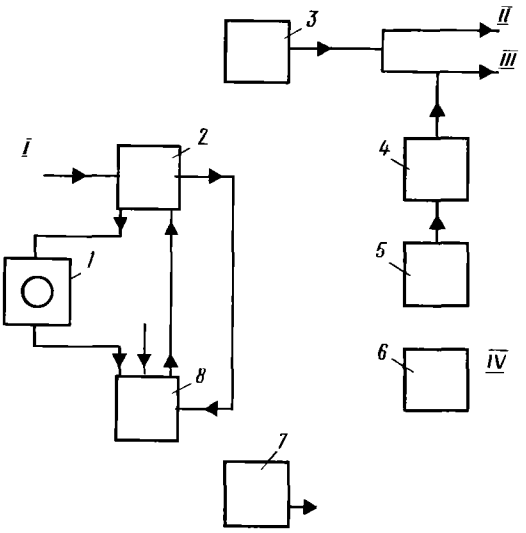


Рис. 13.6.
Принципиальная схема нефтеперерабатывающего комплекса с ядерным реактором:
1 – ядерный реактор; *2* – технологический аппарат; *3* – установка гидроочистки; *4* – реактор конверсии метанола; *5* – реактор синтеза метанола; *6* – установка разделения синтез-газа; *7* – установка утилизации сероводорода; *8* – реактор паровой конверсии; *I* – нефть; *II* – нефтепродукты; *III* – моторное топливо; *IV* – CH_4 + + CO_2; –▶– – тяжелые нефтяные остатки; –▷– – светлые нефтепродукты

теплового эффекта конверсии метана $CH_4 + H_2O = 3H_2 + CO - 206{,}1$ кДж/моль, а также затрат теплоты на энергетические нужды используется теплота высокотемпературного ядерного реактора с газовым охлаждением.

Эксергетический анализ данного процесса показал, что при температуре гелиевого теплоносителя 2083 К суммарный эксергетический КПД процесса $\eta_{экс} = 0{,}757$, при температуре 1473 К $\eta_{экс} = 0{,}823$, а при 1223 К $\eta_{экс} = 0{,}863$; эти значения более чем в 1,5 раза превышают значения $\eta_{экс}$ традиционных замкнутых схем аммиака и метанола.

Энергия высокотемпературного ядерного реактора может быть эффективно использована в нефтехимической промышленности для проведения таких энергоемких процессов, как крекинг, пиролиз, гидроочистка, конверсия. Так, в нефтеперерабатывающем комплексе с ядерным реактором (рис. 13.6) под действием высокопотенциальной теплоты в реакторе *8* паровой конверсии при 1073 К происходит паровая конверсия тяжелых нефтяных остатков. В технологическом аппарате *2* в интервале температур до 825 К осуществляются процессы первичной и вторичной переработки нефти с образованием сырья для нефтехимической промышленности, моторных топлив и тяжелых нефтяных остатков. Эта схема позволяет эффективно реализовать ряд технологических процессов с одновременным получением электроэнергии, топлива, водорода и других ценных продуктов.

Высокотемпературные ядерные реакторы с гелиевым охлаждением могут широко использоваться в нефтехимической промышленности для проведения радиационно-термических процессов. Уникальные возможности в этом отношении представляют высокотемпературные реакторы с газовым охлаждением с шаровыми твэлами. В установках с такими реакторами можно проводить радиационно-термический пиролиз с целью получения этилена.

Высокотемпературные реакторы с гелиевым теплоносителем удобны для получения жидких и газообразных синтетических топлив из углей. Газификация угля с использованием теплоты атомного реактора позволит снизить затраты на производство синтетических жидких топлив на 5–10% и является важным фактором улучшения экономических и экологических показателей работы углеперерабатывающих заводов.

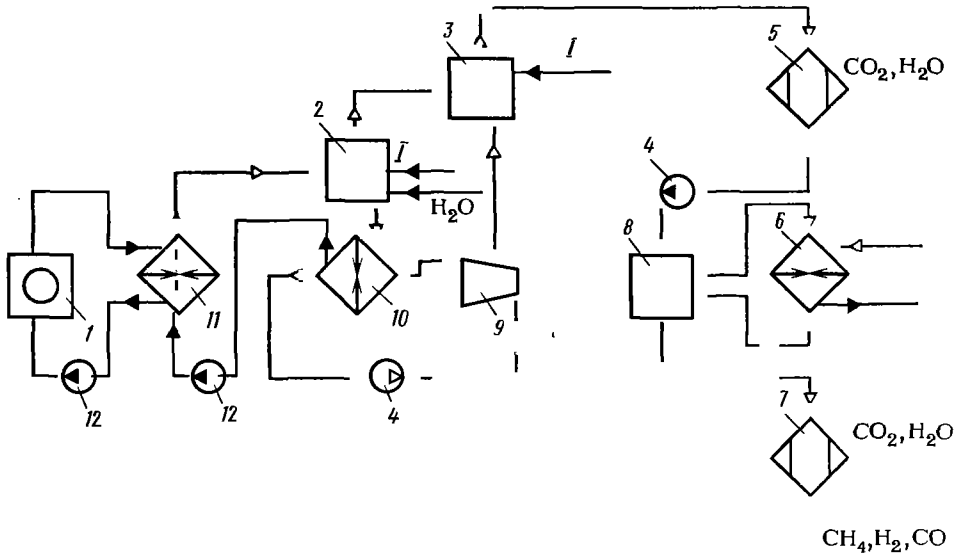
Энерготехнологические комплексы с ядерными реакторами, предназначенные для выработки электроэнергии и газифи-

кации угля с целью получения вторичных энергоресурсов (водорода, метана и др.), позволяют решить проблему комплексного энергоснабжения промышленных центров.

Принципиальная схема такого комплекса представлена на рис. 13.7. Теплота, полученная в реакторе *1*, подводится через промежуточный контур с теплообменником *11* к газификатору *2* и котлу *10* турбины *9*. Газифицируют уголь водяным паром, подаваемым из отбора турбины. Предварительный подогрев угля *I* и водяного пара происходит в регенераторе *3*. После охлаждения и очистки продуктов газификации в системе *5* горючие газы (H_2, CO, CH_4) направляются компрессором *4* к метанатору *6* в месте потребления. Метанирование может осуществляться при температуре, целесообразной для обеспечения нужд бытовых и технологических тепловых потребителей. Подогревают исходные продукты реакцией метанообразования в регенераторе *8*. Полученный метан после охлаждения и очистки в системе *7* направляется к потребителям.

Теплота атомного реактора может быть использована для проведения эндотермического процесса диссоциации карбонатов при температуре 1173 К (в соответствии с реакцией $CaCO_3 = CaO + CO_2 - 173{,}5$ кДж/моль) при получении строительных материалов. На рис. 13.8 приведена принципиальная схема низкотемпературной диссоциации карбонатов в аппарате *2* в специальных средах (H_2, H_2O) с использованием теплоты высокотемпературного ядерного реактора *7* с гелиевым охлаждением. Теплота реактора может применяться также для создания атомных источников теплоснабжения.

Рис. 13.7.
Принципиальная схема энерготехнологического комплекса с ядерным реактором:
1 – ядерный реактор; *2* – газификатор; *3* и *8* – регенераторы; *4* – компрессор; *5* и *7* – системы очистки газов; *6* – реактор-метанатор; *9* – турбина; *10* – котел; *11* – теплообменник промежуточного контура; *12* – насос; *I* – уголь



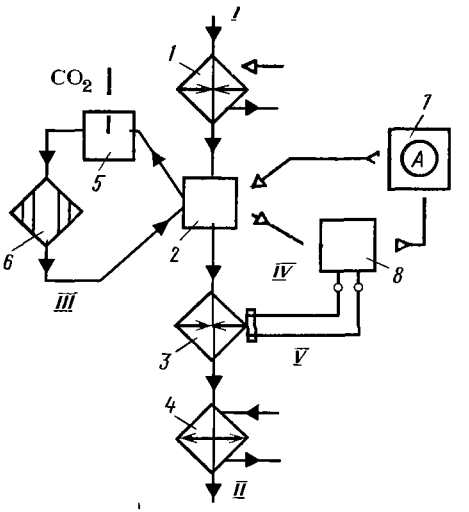


Рис. 13.8
Принципиальная схема низкотемпературной диссоциации карбонатов в специальных средах (H_2, H_2O) с использованием теплоты высокотемпературного ядерного реактора с гелиевым охлаждением:
1 – подогреватель сырья; *2* – аппарат низкотемпературной диссоциации; *3* – аппарат дополнительной термообработки; *4* – охладитель продукта; *5* – отделитель CO_2; *6* – регенератор среды диссоциаций; *7* – высокотемпературный ядерный реактор; *8* – энергоустановка; *I* – сырье; *II* – готовый продукт; *III* – среды диссоциации; *IV* – гелий; *V* – электроэнергия

Освоенные в настоящее время низко- и среднетемпературные энергетические реакторы конкурентоспособны с источниками централизованного теплоснабжения на органическом топливе при тепловых нагрузках 1,2 – 1,8 ГВт и выше. Атомное теплоснабжение будет развиваться по пути внедрения атомных станций теплоснабжения для производства горячей воды; атомных теплоэлектроцентралей, в которых выработка теплоты сочетается с производством электроэнергии; атомных станций промышленного теплоснабжения для производства горячей воды и пара.

Наряду с созданием таких атомных источников теплоснабжения необходима разработка новых типов энергоисточников и систем теплоснабжения, основанных, в частности, на хемотермических системах дальней передачи теплоты. Энергоисточником для такой системы служит высокотемпературный ядерный реактор, тепловая энергия которого используется для осуществления каталитической паровой конверсии метана в конвертере. Полученный конвертированный газ, состоящий из водорода и оксида углерода, транспортируется по газопроводам к центрам потребления теплоты, где в специальных установках-метанаторах происходит каталитическая реакция синтеза метана из конвертированного газа, сопровождающаяся выделением теплоты с температурой 675 – 975 К.

Принципиальная схема теплоаккумулирующей части такой системы (рис. 13.9) включает паровую каталитическую конверсию метана, осуществляемую за счет подвода теплоты высокотемпературного ядерного реактора с гелиевым теплоносителем; производство технологического пара, необходимого для осуществления процесса конверсии; предварительный подогрев газовой и парогазовой смеси, поступающих на конверсию; охлаждение полученного газа и конденсацию избытка водяного пара.

Смесь, содержащая около 95% CH_4, 1% CO_2 и 4% H_2, предварительно подогревается в теплообменнике *5* до температуры 573 К за счет утилизации теплоты конвертированного газа и смешивается в необходимом соотношении с перегретым паром. Парогазовая смесь догревается в теплообменнике *4* до температуры начала реакции и посту-

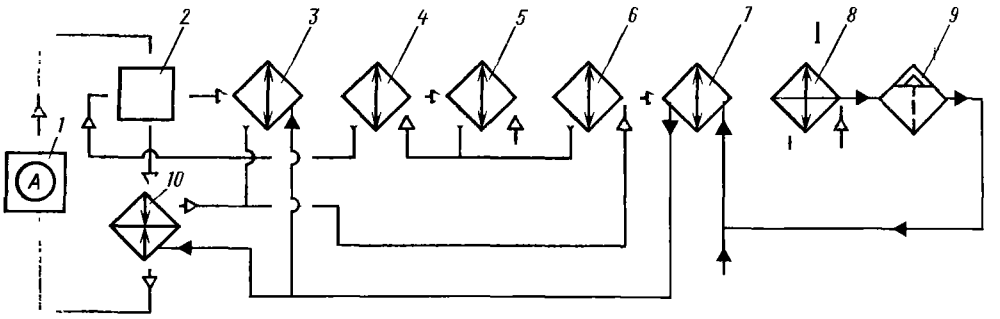


Рис. 13.9.
Принципиальная схема теплоаккумулирующей части:
1 — высокотемпературный ядерный реактор; *2* — конвертер; *3, 4, 5, 6, 7* и *10* — теплообменники; *8* — воздушный конденсатор; *9* — сепаратор

пает в конвертер *2*. Необходимый для осуществления конверсии технологический пар генерируется частично за счет утилизации теплоты конвертированного газа в теплообменниках *3* и *7*, частично за счет подвода в теплообменник *10* теплоты от ядерного реактора *1*.

Принципиальная схема установки метанирования, выделения и использования теплоты представлена на рис. 13.10. В зависимости от способа организации процесса метанирования (количества ступеней метанирования и объема рециркулируемого газа) верхний температурный уровень теплоты, производимой в метанаторах *1*, *4* и *6*, может изменяться, что позволяет осуществлять нагрев в теплообменниках *3*, *5* и *7* сетевой воды или производство технологического пара, и генерацию энергетического пара с необходимыми параметрами.

Преимущества транспортировки теплоты в химически связанном состоянии по сравнению с транспортировкой в виде горячей воды проявляются в снижении металлоемкости теплопередающей системы на единицу передаваемой теплоты, в отсутствии потерь теплоты, связанных с транспортировкой и необходимостью теплоизоляции трубопроводов. Все это позволяет значительно увеличить дальность передачи теплоты по сравнению с традиционными системами.

Анализ термодинамической эффективности установок ядерно-технологических комплексов. Анализ термодинамической эффективности атомных энерготехнологических установок, предназначенных для производства электроэнергии, теплоты, водорода как вторичного энергоносителя, и других продуктов в ядерно-технологических (металлургических) комплексах, возможен на основе критериев, единым образом оценивающих эффективность производства различной, в том числе и неэнергетической, продукции. В качестве таких критериев рассматривают абсолютные и относительные показатели, характеризующие энергозатраты на производство соответствующего продукта.

Применительно к неэнергетической продукции используют понятия теплового и эксергетического эквивалентов производства продукта, учитывающих соответственно затраты теплоты или электроэнергии в обратимых процессах получения продукта при равновесном состоянии продуктов реакции с окружающей средой (по температуре и давлению). Если при этом, кроме непосредственно подводимой теплоты, в качестве технологического сырья используется какое-либо топливо, то при расчете эквивалента необходимо также учиты-

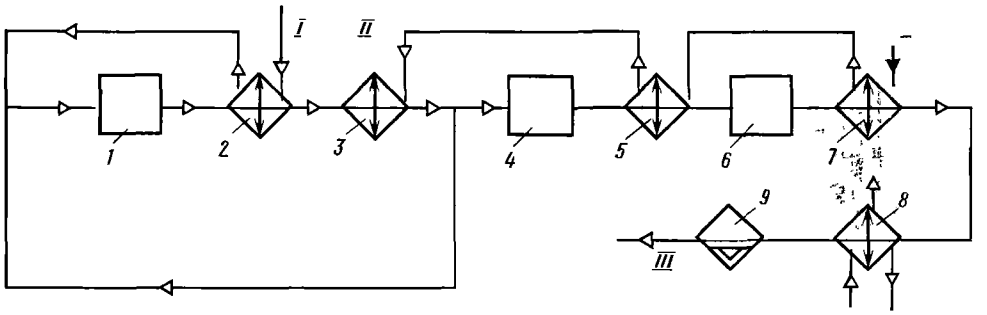


Рис. 13.10.
Принципиальная схема установки метанирования, выделения и использования теплоты:
1, 4 и *6* — метанаторы; *2, 3, 5* и *7* — теплообменники; *8* — воздушный конденсатор; *9* — сепаратор; *I* — конвертированный газ; *II* — пар или горячая вода; *III* — газ на конверсию

вать теплоту сгорания этого топлива.

При температуре окружающей среды T_o, соответствующей нормальным условиям, тепловой эквивалент производства j-го продукта определяется суммой

$$Q_{j\text{э}} = \Delta H^{\circ}_{298j} + B_j Q^{\text{р}}_{\text{н}}, \qquad (13.1)$$

а эксергетический эквивалент разностью

$$\text{Э}_{j\text{э}} = Q_{j\text{э}} - T_o \Delta S_j, \qquad (13.2)$$

где ΔH°_{298j} — тепловой эквивалент обратимой реакции получения продукта при стандартных условиях; B_j — расход технологического топлива; ΔS_j — изменение энтропии в обратимых химических реакциях образования продукта и сгорания используемого топлива.

На основе соотношений (13.1) и (13.2) может быть получено выражение эксергетического эквивалента производства продукта

$$\text{Э}_{j\text{э}} = \Delta G^{\circ}_{298j} + B\,\Delta G^{\circ}_{298\text{сг}}, \qquad (13.3)$$

определяемого изменением стандартных значений энергии обратимых реакций образования продукта ΔG°_{298j} и сгорания используемого топлива $\Delta G^{\circ}_{298\text{сг}}$. Значения теплового и эксергетического эквивалентов не зависят от способов и условий получения продукта. Для продуктов газификации топлив эти величины выражают соответственно теплоту сгорания $Q^{\text{р}}_{\text{н}}$ и эксергию $\text{Э}_{\text{г}}$. Эксергетические потери в химических реакциях определяются произведением $\Pi_i = T_o \Delta S_i$ (ΔS_i — возрастание энтропии в необратимом химическом процессе).

13.2. Вторичные энергетические ресурсы

Потенциальные запасы вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) в отраслях народного хозяйства СССР оцениваются более чем в 1000 млн. ГДж. Рациональное использование их является одним из крупнейших резервов экономии топлива, способствующим снижению топливо- и энергоемкости промышленной продукции. ВЭР могут использоваться непосредственно без изменения вида энергоносителя для удовлетворения

Вторичные энергетические ресурсы — энергетический потенциал продукции, отходов, побочных и промежуточных продуктов, образующихся в технологических агрегатах (установках), который не используется в самом агрегате, но может быть частично или полностью использован для энергоснабжения других агрегатов.

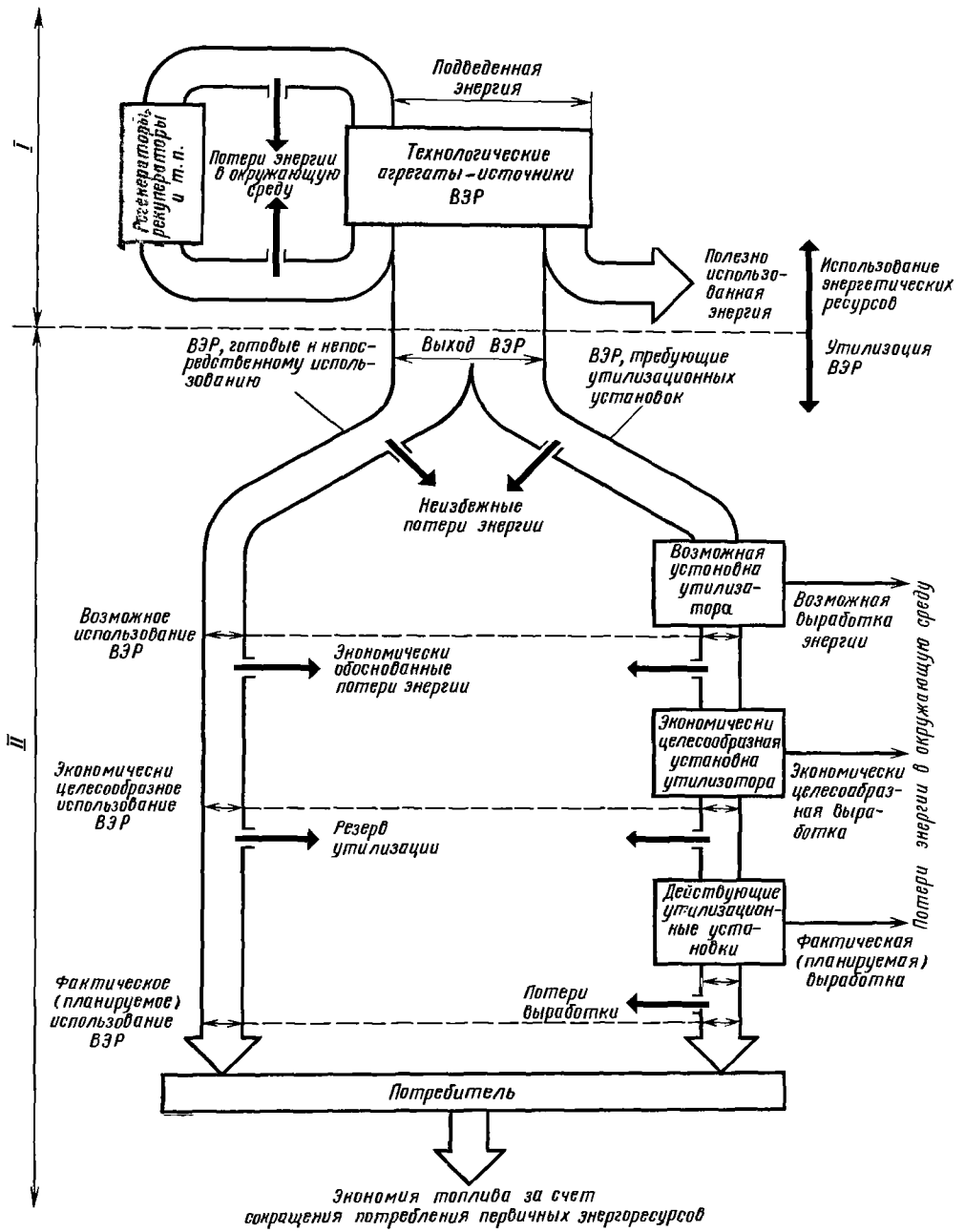


Рис. 13.11.
Принципиальная схема использования ВЭР

потребности в топливе и теплоте или с изменением энергоносителя путем выработки теплоты, электроэнергии, холода или механической работы в утилизационных установках.

Принципиальная схема использования ВЭР (рис. 13.11) иллюстрирует отдельные потоки и сечения, по которым определяются количественные показатели. По виду энергии ВЭР разделяются на три группы:

топливные ВЭР. Это химическая энергия отходов технологических процессов химической и термохимической переработки углеродистого или углеводородного сырья, побочных горючих газов плавильных печей (доменных, колошниковых шахтных печей и вагранок, конвертерных и т. д.), не используемых для дальнейшей технологической переработки древесных отходов лесозаготовок и деревообработки в лесной и деревообрабатывающей промышленности, упаренных горючих щелоков, бардяных концентратов, коры и древесных отходов в целлюлозно-бумажной промышленности и т. д.;

тепловые ВЭР. Это физическая теплота отходящих газов технологических агрегатов, физическая теплота основной, побочной, промежуточной продукции и отходов основного производства, теплота рабочих тел систем принудительного охлаждения технологических агрегатов и установок, теплота горячей воды и пара, отработанных в технологических и силовых установках;

ВЭР избыточного давления. Это потенциальная энергия газов и жидкостей, покидающих технологические агрегаты с избыточным давлением, которое необходимо снижать перед последующей ступенью использования этих жидкостей (газов) или при выбросе их в атмосферу.

В зависимости от видов и параметров рабочих тел различают четыре основных направления использования ВЭР: топливное (непосредственное использование горючих компонентов в качестве топлива); тепловое (использование теплоты, получаемой непосредственно в качестве ВЭР, или теплоты или холода, вырабатываемых за счет ВЭР в утилизационных установках или в абсорбционных холодильных установках; силовое (использование механической или электрической энергии, вырабатываемой в утилизационных установках (станциях) за счет ВЭР; комбинированное (использование теплоты, электрической или механической энергии, одновременно вырабатываемых за счет ВЭР).

Возможное использование вторичных энергетических ресурсов

Топливные ВЭР должны использоваться в качестве топлива полностью (на 100 %). Возможное использование вторичных энергетических ресурсов, утилизируемых с преобразованием энергоносителя, определяется возможной выработкой электроэнергии в утилизационной установке.

Возможная выработка теплоты в виде пара или горячей воды в утилизационной установке за счет тепловых ВЭР в общем случае определяется по формуле

$$Q_{\text{т}} = (i_1 G_1 - i_2 G_2)\,\beta\,(1 - \xi),$$

а возможная выработка холода

$$Q_{\text{х}} = Q_{\text{т}}\varepsilon,$$

где G_1 и G_2 – количество энергоносителя соответственно на входе в утилизационную установку и на выходе из нее; i_1 и i_2 – энтальпия энергоносителя соответственно на выходе из технологического агрегата-источника ВЭР и энергоносителя при температуре T_2 на выходе из утилизационной установки; β – коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы утилизационной установки и агрегата-источника ВЭР; ξ – коэффициент потерь теплоты утилизационной установки во внешнюю среду; ε – холодильный коэффициент.

Возможную выработку теплоты в утилизационной установке можно определить также по формуле

$$Q_т = Q_{вых}\eta_у,$$

где $\eta_у$ – условный КПД утилизационной установки.

Возможная выработка электроэнергии в утилизационной турбине за счет ВЭР в виде избыточного давления определяется по формуле

$$W = m_{ВЭР}\tau l \eta_{oi}\eta_м\eta_г,$$

где $m_{ВЭР}$ – часовое количество энергоносителя в виде жидкости или газа, имеющих избыточное давление; τ – число часов работы агрегата-источника ВЭР в рассматриваемый период; l – работа изоэнтропного расширения; η_{oi} – внутренний относительный КПД турбины; $\eta_м$ – механический КПД турбины; $\eta_г$ – КПД электрогенератора.

При поступлении пара высоких параметров от теплоутилизационных установок в конденсационную турбину выработка электроэнергии определяется отношением

$$W = Q_т/q_к,$$

где $Q_т$ – количество теплоты, поступающей на турбину от теплоутилизационной установки; $q_к$ – удельный расход теплоты на производство электроэнергии в конденсационной турбине.

Экономическая эффективность использования ВЭР определяется значением приведенных затрат на систему энергоснабжения, энергетическую установку или агрегат в виде суммы

$$З = C + E_н k,$$

где $З$ – приведенные затраты, руб/год; C – годовые эксплуатационные издержки, руб./год; $E_н$ – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, принимается равным 0,12; K – капиталовложения, руб.

Экономически наиболее эффективным является вариант, характеризующийся минимумом приведенных затрат $З_{min}$. Приведенные затраты для вариантов энергоснабжения с использованием ВЭР могут быть представлены в виде

$$З_{ут} = C_{ут} + E_н K_{ут},$$

а для энергоснабжения без использования ВЭР в виде

$$З_{б.ут} = C_{б.ут} + E_н K_{б.ут},$$

где индексы «ут» и «б. ут» – варианты энергоснабжения.

Экономический эффект от использования ВЭР определяется разницей в годовых приведенных затратах по сравниваемым вариантам:

$$Э = З_{б.ут\,min} - З_{ут\,min} = C_{б.ут} - C_{ут} - E_н(K_{ут} - K_{б.ут}).$$

Использование ВЭР является экономически целесообразным при положительном значении разности ($\Delta З > 0$).

Источники вторичных энергетических ресурсов

Наибольшими тепловыми ВЭР располагают предприятия черной и цветной металлургии, химической, нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности, промышленности строительных материалов, газовой промышленности, тяжелого машиностроения и некоторых других отраслей народного хозяйства. В этих отраслях широко используется теплота высокого, среднего и низкого потенциалов.

Теплота высокого потенциала применяется главным образом для изменения физико-химических свойств сырья и полуфабрикатов посредством их плавки, нагрева и обжига (выплавление металлов в металлургии; обжиг нерудных ископаемых в промышленности строительных материалов; интенсификация химических реакций в нефтеперерабатывающей и химической промышленности; плавка и нагрев металла в машиностроении для получения узлов и деталей

заданных форм и для последующей их обработки и т. п.).

В настоящее время доля теплоты высокого потенциала в общем расходе полезной энергии составляет 26 %, и на ее получение затрачивается 26 % топливно-энергетических ресурсов СССР. Почти 90 % теплоты высокого потенциала используется в промышленности. Из общего расхода теплоты высокого потенциала около 33 % идет на плавку, 40 % – на нагрев и немногим более 20 % на обжиг руд и минерального сырья. Большая часть (более 90 %) теплоты высокого потенциала обеспечивается за счет сжигания различных видов топлива непосредственно в технологических установках.

Примерно 52 % всей полезной энергии в народном хозяйстве СССР расходуется в виде теплоты среднего (373–623 К) и низкого (323–423 К) потенциала, а на ее получение тратится 38 % всех топливно-энергетических ресурсов. Эта теплота применяется для удовлетворения технологических нужд промышленности в таких производственных процессах, которые связаны с физико-химическими изменениями свойств обрабатываемых материалов и требуют для своего осуществления повышенных значений температуры и давления. При этом свыше 90 % полезного потребления теплоты среднего и низкого потенциала расходуется в промышленности (44 %) и жилищно-коммунальном секторе (48,5 %). Основными энергоносителями, обеспечивающими энергией средне- и низкотемпературные процессы, являются пар и горячая вода.

Многие отрасли народного хозяйства располагают значительным резервом топливных и тепловых ВЭР. В черной металлургии топливные ВЭР образуются за счет доменного газа; конвертерного газа мартеновских печей (при охлаждении без доступа воздуха) и газа ферросплавных печей (феррогазы). Использование этих газов в качестве топлива позволяет экономить топливно-энергетические ресурсы и исключать вредные выбросы токсичного оксида углерода с металлургических заводов.

Тепловые ВЭР образуются за счет физической теплоты уходящих газов мартеновских печей, доменных воздухонагревателей, различных печей, коксовых батарей, кристаллизаторов установок непрерывной разливки стали, а также за счет физической теплоты шлака доменных и мартеновских печей, кокса, доменного и коксового газа и др.

В настоящее время на предприятиях черной металлургии используется примерно 30 % ВЭР от их количества, определяемого полной утилизацией. Менее 10 % утилизируется в доменном и коксохимическом производстве. Наибольшая по объему утилизация достигнута в производстве мартеновской стали посредством установки котлов-утилизаторов, использующих теплоту газов, отходящих от высокотемпературных печей, теплоту горячих технологических газов, а также посредством использования систем испарительного охлаждения. Такое охлаждение, впервые осуществленное на мартеновских печах, позволило повысить КПД этих печей от 15–20 до 25–35 %, резко сократить расход охлаждающей воды и соответственно уменьшить расход энергии на ее перекачку. Кроме того, водоохлаждаемые элементы в этих условиях вырабатывают пар (0,05–0,4 МПа и выше), пригодный для теплофикации или для использования в паровых турбинах низкого давления.

Тепловые ВЭР цветной металлургии образуются за счет физической теплоты: уходящих газов обжиговых, шахтных, отражательных, рудно-термических, анодных и других печей, конвертеров, агрегатов для кислородно-взвешенной плавки, шлаковозгоночных установок, охлаждения и пр. Годовой выход тепловых ВЭР, пригодных к утилизации, в цветной металлургии составляет 74,1 млн. ГДж.

Наибольшее количество тепловых ВЭР образуется при производстве меди, свинца, цинка, никеля, олова, алюминия, а также при переработке вторичных

цветных металлов. Для их использования применяются котлы-утилизаторы различного типа, воздухонагреватели, установки испарительного охлаждения металлургических агрегатов и другие утилизационные установки. Возможно использование физической теплоты расплавленных шлаков.

Топливными ВЭР химической промышленности являются отбросные газы конвертеров (оксид-углеродная фракция); абгаз синтеза ацетилена; печной газ фосфатного производства и производства карбида кальция; хвостовой газ производства оксида этилена и др.

Тепловые ВЭР – физическая теплота уходящих газов ферритных, пиролизных, рудно-термических, дивинильных, кальцинационных содовых печей, печей обжига известняка, плавильных котлов каустика, радиационно-конвективных подогревателей кислорода и метана, продуктовых потоков колонн синтеза (аммиака, метанола, карбамида), конвертеров природного газа и CO, хвостовых газов в производстве азотной кислоты, контактных аппаратов серной кислоты и др. Кроме того, тепловыми ВЭР являются охлаждающая вода, конденсат, дистиллерная жидкость, пар вторичного вскипания, феррит, шлак рудотермических печей.

Изменение технологических схем и процессов в химической промышленности по совершенствованию технологических процессов в направлении укрупнения единичной мощности агрегатов, разработки и внедрения в производство технологических схем с максимальным и многократным использованием энергоресурсов внутри технологических процессов или агрегатов приводит к сокращению потребления энергии со стороны и уменьшает относительный выход ВЭР.

Топливные ВЭР в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности – горючие газы сажевого производства, абгаз в производствах мономеров для синтетических каучуков и других соединений, метановодородная фракция в производстве этилена, различные виды горючих отходов, получаемых в процессе переработки углеводородного сырья. Тепловые ВЭР – это физическая теплота уходящих газов, а также охлаждающей воды, отработанного пара, пара вторичного вскипания; фузельной воды в производстве синтетического каучука.

Основными источниками ВЭР являются процессы переработки нефти, производство синтетических каучуков и синтетических спиртов, а также сажи. Вторичные энергетические ресурсы, например, предприятий по получению синтетического каучука и спирта составляют 35–40 % их общего потребления энергии. Большая часть ВЭР этих предприятий может быть утилизирована в отопительно-вентиляционных системах для горячего водоснабжения и производства холода. На современных заводах синтетического каучука за счет утилизации тепловых ВЭР покрывается до 25 % общей потребности в теплоте. На нефтеперерабатывающих заводах в основном используется теплота уходящих газов технологических печей, регенерации катализатора на установках каталитического крекинга, при сжигании сероводорода в процессе получения серы и серной кислоты.

Большой экономический эффект может быть получен также за счет максимального вовлечения в топливный баланс таких видов ВЭР, как метановодородной фракции, получаемой в процессе производства этилена, низкокалорийных отходящих газов производства технического углерода, генераторного газа, получаемого при разложении сланца, в процессе пиролиза и коксования смол, а также максимального использования отработавшего пара, пара вторичного вскипания и теплоты конденсата.

Тепловые ВЭР в газовой промышленности образуются за счет физической теплоты уходящих газов компрессорных станций, трубчатых печей газопереработки и теплоты охлаждения продуктовых потоков газопереработки.

Современные ГТУ, применяемые для привода компрессоров, поддерживающих давление перекачиваемого по магистральным газопроводам природного газа, имеют КПД 26 – 28 %. Температура уходящих газов ГТУ составляет обычно 600 – 700 К, а в безрегенераторных 800 К. Потери теплоты с уходящими газами достигают 70 %. Широкое использование ВЭР сдерживается отсутствием энергоемких потребителей. В настоящее время теплота уходящих газов ГТУ утилизируется в основном для теплоснабжения самих компрессорных станций, прилегающих к ним жилых поселков и небольших тепличных хозяйств. Суммарные объемы утилизируемых ресурсов на эти цели не превышают 15 % располагаемых.

При охлаждении уходящих газов до температуры ниже точки росы и конденсации водяного пара, образующегося при сжигании газа, коэффициент использования природного газа можно довести до 95 % по отношению к высшей теплоте сгорания газа. Располагаемую теплоту уходящих газов можно утилизировать путем непосредственного контакта их с нагреваемой средой без промежуточных теплоносителей и затрат металла на создание поверхностей нагрева (контактные экономайзеры). С помощью контактных экономайзеров можно охлаждать продукты сгорания природного газа ниже их точки росы, равной примерно 330 К. При этом конденсируется водяной пар, содержащийся в продуктах сгорания в количестве 2 $м^3$ на 1 $м^3$ природного газа.

Располагаемую теплоту уходящих газов можно применять в сушильных и других низкотемпературных установках, для подогрева нефти на нефтепроводах, проложенных вблизи компрессорных станций.

Предприятия тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения располагают ВЭР в виде физической теплоты уходящих газов мартеновских, нагревательных и термических печей, вагранок, теплоты испарительного охлаждения мартеновских печей и теплоты отработанного пара прессов и молотов.

Тепловые ВЭР в промышленности строительных материалов – это физическая теплота уходящих газов туннельных, шахтных, вращающихся, ванных и других печей, а также вагранок, охлаждения печей, конденсата и отработавшего пара. Тепловыми ВЭР располагают предприятия и других отраслей промышленности.

Одной из важнейших задач совершенствования технологических процессов в любой отрасли народного хозяйства является по возможности полное выявление резервов ВЭР и экономически, а также экологически обоснованное их использование для целей производства и удовлетворения нужд бытового потребления.

Утилизационные установки

Наиболее распространенными в различных отраслях народного хозяйства утилизационными установками являются котлы-утилизаторы, использующие высокопотенциальные дымовые газы промышленных печей и технологические газы химического производства, а также водяные экономайзеры для нагрева питательной воды котлов и воздухоподогреватели для нагрева дутьевого воздуха, использующие дымовые газы среднего потенциала с температурой 523 – 773 К. Утилизация ВЭР осуществляется также в сушильных установках, абсорбционных и пароэжекторных холодильных машинах и других установках.

Котлы-утилизаторы обеспечивают большую экономию топлива путем генерирования энергетического или технологического пара, а также нагрева воды за счет использования вторичной теплоты.

Котел-утилизатор *4* простейшей утилизационной установки с принудительной циркуляцией (рис. 13.12), исполь-

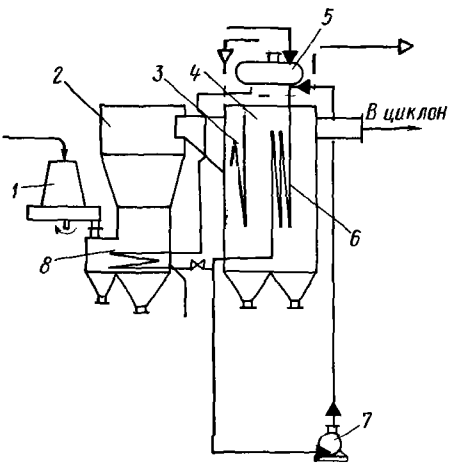


Рис. 13.12.
Схема установки котла-утилизатора:
1 – бункер-питатель; *2* – печь кипящего слоя; *3* – пароперегреватель; *4* – котел-утилизатор; *5* – барабан-сепаратор; *6* – кипятильные трубки; *7* – циркуляционный насос; *8* – охлаждающие элементы

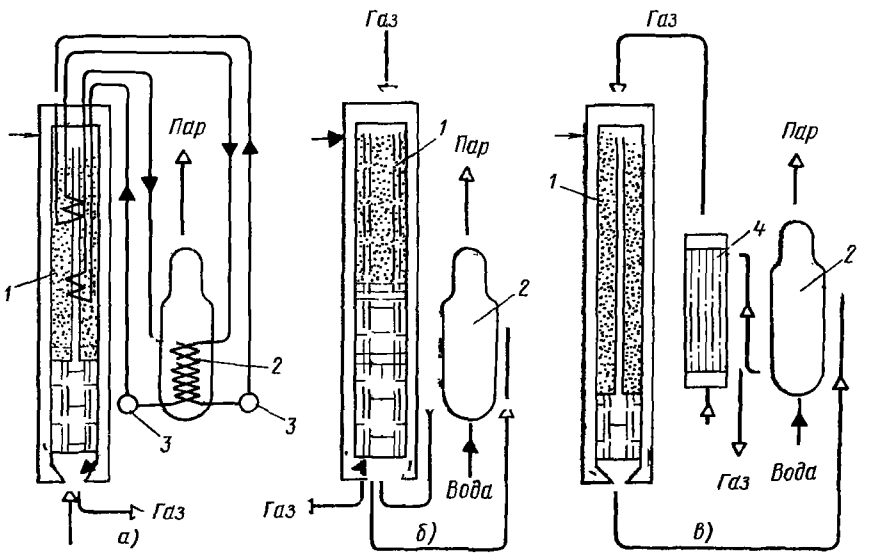


Рис. 13.13.
Схемы утилизации теплоты реакции синтеза аммиака:
а – двухконтурная; *б* и *в* – одноконтурные; *1* – колонна синтеза; *2* – котел-утилизатор; *3* – циркуляционный насос; *4* – выносной теплообменник

зуемый в производстве серной кислоты, снабжен барабаном-сепаратором *5*, куда поступает пароводяная эмульсия из охлаждаемых элементов *8* и из кипятильных трубок *6*. Пар из барабана-сепаратора *5* направляется в пароперегреватель *3* и отсюда при 703–723 К передается потребителям. Горячая вода, отделенная в сепараторе, вновь направляется циркуляционным насосом *7* в охлаждаемые элементы *8* и кипятильные трубки *6*. Поступающая в барабан-сепаратор *5* вода предварительно очищается, нагревается и деаэрируется.

На рис. 13.13 приведены схемы утилизации теплоты реакции синтеза аммиака с помощью котлов-утилизаторов *2*. Использование теплоты реакции позволяет получать пар в количестве 0,8–0,9 т/т аммиака. Перевод колонн синтеза *1* на работу с использованием теплоты реакции существенно улучшает технико-экономические показатели агрегатов синтеза.

Для нагрева воды на нужды технологического и бытового горячего водоснабжения, приготовления питательной воды котлов, а также для воздушного и низкотемпературного водяного отопления и кондиционирования применяются контактные экономайзеры.

Использование низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов для производства холода

Перспективным является использование ВЭР в абсорбционных холодильных машинах для производства искусственного холода, широко применяемого в химической, пищевой, нефтехимической технологии, в других отраслях народного хозяйства и для кондиционирования. Использование ВЭР отбросных источников теплоты (отходящие газы печных и котельных установок, вторичный пар и др.) значительно снижает стоимость получения холода.

Действие абсорбционных холодильных машин основано на поглощении (абсорбции) паров хладагента каким-

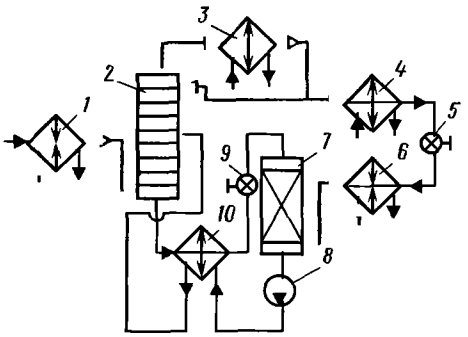


Рис. 13.14.
Абсорбционная холодильная машина:
1 – генератор; *2* – ректификационная колонна; *3* – дефлегматор; *4* – конденсатор; *5* и *9* – дроссельные вентили; *6* – испаритель; *7* – абсорбер; *8* – насос; *10* – теплообменник

либо абсорбентом (при давлении испарения) и последующем его выделении (при давлении конденсации) путем нагревания (рис. 13.14). В качестве хладагента применяется водоаммиачный раствор или раствор бромистого лития в воде. Концентрированный водоаммиачный раствор, содержащий около 50 % (массовое содержание) аммиака, поступает в генератор *1*, работающий при повышенном давлении *p*. Образующиеся пары аммиака проходят через ректификационную колонну *2* и дефлегматор *3*, покидая их с концентрацией аммиака 99,5–99,8 %. В дефлегматоре происходит частичная конденсация паров. Затем пары конденсируются за счет водяного охлаждения в конденсаторе *4*, жидкий аммиак после дросселирования поступает в испаритель *6*, где, испаряясь, отнимает теплоту от охлаждаемой среды. Холодопроводимость машины определяется количеством отнимаемой теплоты.

Пары аммиака направляются из испарителя в абсорбер *7*, где они поглощаются орошающим абсорбер слабым (примерно 19,5 %) водоаммиачным раствором, который поступает из генератора *1*. Из абсорбера водоаммиачный раствор с концентрацией аммиака около 32 %

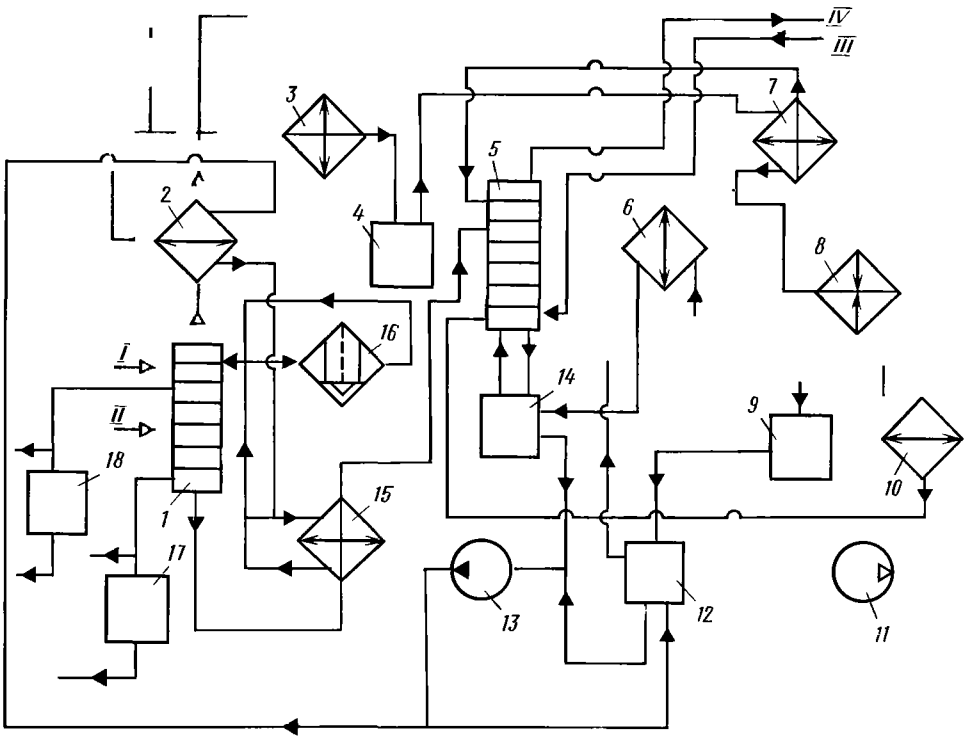


Рис. 13.15.
Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки:
1 — генератор-ректификатор; *2* — дефлегматор; *3* — конденсатор воздушного охлаждения; *4* — ресивер жидкого аммиака; *5* — абсорбер; *6* — воздухоохладитель; *7* — переохладитель жидкого аммиака; *8* — испаритель; *9* — сборник водяного конденсата; *10* — переохладитель; *11* — вакуум-насос; *12* — дренажный ресивер; *13* — насос водоаммиачного раствора; *14* — ресивер крепкого раствора; *15* — теплообменник; *16* — фильтры водоаммиачного раствора; *17* — влагоотделитель; *18* — сепаратор; *I* — парогазовая смесь: *II* — конвертированная паровая смесь; *III* и *IV* — соответственно прямая и обратная охлаждающая вода

возвращается в генератор через теплообменник *10*, в котором водоаммиачный раствор нагревается, охлаждая горячий поток раствора.

Холодильный коэффициент ε_x абсорбционной холодильной машины представляет собой отношение холодопроизводительности Q_0 к теплоте $Q_к$, сообщенной водоаммиачному раствору в кипятильнике, $\varepsilon_x = Q_0/Q_к$.

Абсорбционная водоаммиачная холодильная установка (рис. 13.15) предназначена для охлаждения азотно-водородоаммиачной смеси в установке синтеза аммиака и азотно-водородной смеси в компрессии.

Слабый раствор из нижней части генератора-ректификатора *1* подается через теплообменник *15* на орошение в абсорбер *5*. Пары аммиака с некоторой примесью водяных паров проходят через ректификационную часть генератора-ректификатора *1* и окончательно разделяются в дефлегматоре *2*. Пары аммиака поступают в конденсатор *3* воздушного охлаждения, откуда сконцентрировавшийся аммиак стекает в ресивер *4* жидкого аммиака. Жидкий аммиак по-

ступает затем в трубное пространство переохладителя *7* и подается в испаритель *8*, где он кипит, охлаждая азотно-водородоаммиачную смесь (или азотно-водородную смесь), и в парообразном состоянии проходит переохладитель *10*, затем поступает в элементный абсорбер *5*, где поглощается слабым водоаммиачным раствором.

Образовавшийся крепкий водоаммиачный раствор стекает в ресивер *14* и насосом *11* подается в дефлегматор *2*.

Применение метода абсорбции для получения искусственного холода в агрегате аммиака позволяет более гибко осуществлять технологический режим всего агрегата. Абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины широко используются для получения хладоносителя с температурой 278–288 К. Хладагентом в этих машинах является вода, а абсорбентом – концентрированный раствор бромистого лития.

Основные направления повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов в народном хозяйстве

Основные направления повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов в народном хозяйстве определены Энергетической программой СССР на длительную перспективу. К их числу относятся:

проведение активной энергосберегающей политики на базе ускоренного научно-технического прогресса во всех звеньях народного хозяйства и в быту, всемерная экономия топлива и энергии, обеспечение на этой основе значительного снижения удельной энергоемкости национального дохода;

ускорение технического прогресса в отраслях топливно-энергетического комплекса, а также в машиностроительных и других смежных отраслях промышленности, поставляющих этому комплексу оборудование, машины и материалы;

обеспечение опережающих темпов роста производства электроэнергии по сравнению с темпами роста добычи и производства первичных энергетических ресурсов;

сокращение всех видов энергетических потерь и повышение уровня использования вторичных ресурсов;

обеспечение роста ресурсов моторных топлив прежде всего за счет увеличения объема и глубины переработки нефти, при одновременном существенном сокращении расхода мазута электростанциями, а также путем широкого использования в качестве моторных топлив сжатого и сжиженного природного газа и организации по мере решения научно-технических проблем производства синтетических моторных топлив из газа, угля и горючих сланцев;

форсированное развитие ядерной энергетики для производства электрической и тепловой энергии и высвобождение на этой основе значительного количества органического топлива, строительство в качестве маневренных мощностей гидроаккумулирующих электростанций в европейской части страны;

создание технической и материальной базы для широкого использования реакторов на быстрых нейтронах, вторичного ядерного горючего, тория и его соединений, энергии термоядерного синтеза, а также нетрадиционных возобновляемых источников энергии, в том числе солнечной, геотермальной, приливной, ветровой энергии и биомассы;

обеспечение в необходимых количествах экспорта топлива и энергии, в первую очередь для решения совместно с братскими социалистическими странами энергетических проблем, а также для эффективного участия в международном разделении труда;

модернизация действующего и замена устаревшего энергетического и энергоиспользующего оборудования; оптимизация режимов работы энергетических и технологических установок с целью значительного снижения удельных расходов топлива, теплоты и электрической энергии.

Использование ВЭР в отраслях народ-

ного хозяйства предполагает обязательное включение утилизационных установок в процессы с технологическими агрегатами, дающими ВЭР. Совершенствуются и создаются новые типы конструкций утилизационного оборудования и методов его очистки от пыли. К числу последних относятся установки, вырабатывающие пар повышенных параметров для круглогодового использования ВЭР на промышленных предприятиях, для утилизации физической теплоты доменных шлаков и шлаков печей цветной металлургии. Разрабатываются эффективные конструкции установок, предназначенных для работы на запыленных и агрессивных газах цветной металлургии, термического обезвреживания технологических отходов, аккумуляции конвертерных газов в черной металлургии с целью использования в качестве топлива, а также теплоиспользующие холодильные установки для получения искусственного холода и др.

Важнейшее значение при планировании, организации и управлении топливно-энергетическим хозяйством СССР имеют топливно-энергетические балансы, в которых отражается качественное и количественное согласование производства и потребления всех видов топлива и энергии.

При разработке основных направлений развития народного хозяйства на основе анализа фактического состояния использования ВЭР и предварительных данных о перспективах развития предприятиям выдается задание по использованию ВЭР. Эти задания являются основой для разработки плановых энергетических балансов и мероприятий по утилизации и использованию ВЭР.

Для обоснованного планирования использования ВЭР большое значение имеет система статистической информации, основанная на данных промышленных предприятий.

При разработке проектов новых промышленных предприятий в их топливно-энергетических балансах предусматривается рациональное и наиболее полное использование ВЭР с учетом территориальных возможностей кооперирования предприятий по теплоте, внедрение технологических процессов, обеспечивающих более эффективное внутреннее использование энергетических ресурсов с целью снижения их потерь.

Дальнейшее развитие топливно-энергетического комплекса, совершенствование энергетического баланса, повышение производительности труда при производстве энергетических ресурсов на основе внедрения новейших достижений науки и техники, рациональное использование и экономное расходование топлива и энергии — важнейшие народнохозяйственные задачи.

Список литературы

Алексеев Г. Н. Общая теплотехника. М., 1980. 550 с.

Архаров А. М. и др. Теория и расчет криогенных систем. М., 1976. 415 с.

Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей/Под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. М., 1980. 288 с.

Козии В. Е. и др. Теплоснабжение. М., 1980. 408 с.

Кокорев Л. С., Харитонов В. В. Прямое преобразование энергии и термоядерные энергетические установки. М., 1980, 216 с.

Локай В. И. и др. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Теория, конструкция и расчет. М., 1979. 477 с.

Магнитогидродинамическое преобразование энергии. Открытый цикл/Под ред. Б. Я. Шумяцкого и М. Петрика. М., 1979. 583 с.

Маргулова Т. Атомные электрические станции. М., 1978. 360 с.

Теория ракетных двигателей/Под ред. В. П. Глушко. М., 1980. 533 с.

Теория тепломассообмена/Под ред. А. И. Леонтьева. М., Высшая школа, 1979. 495 с.

Техническая термодинамика/Под ред. В. И. Крутова. М., 1981. 472 с.

Сокращения

АГТД – авиационный газотурбинный двигатель;

АПТУ – атомная паротурбинная установка;

АЭС – атомная электростанция;

ВВЭР – водо-водяной энергетический реактор;

ВЭР – вторичные энергетические ресурсы;

ГАЭС – гидроаккумулирующая электростанция;

ГРЭС – государственная районная электростанция;

ГТД – газотурбинный двигатель;

ГТУ – газотурбинная установка;

ГЭС – гидроэлектростанция;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

КДВС – комбинированный ДВС;

КИУМ – коэффициент использования установленной мощности;

КВД – компрессор высокого давления;

КНД – компрессор низкого давления;

КПД – коэффициент полезного действия;

КПИ – коэффициент полезного использования;

МГД – магнитогидродинамический;

МГДЭС – МГД-электростанция;

ПВД – подогреватель высокого давления;

ПНД – подогреватель низкого давления;

ПТУ – паротурбинная установка;

СУЗ – системы управления защитой;

СЭУ – солнечная энергоустановка;

ТВД – турбовинтовой двигатель;

ТК – турбокомпрессор;

ТРД – турбореактивный двигатель;

ТРДД – турбореактивный двухконтурный двигатель;

ТРДДФ – ТРДД с форсажной камерой;

ТЭС – тепловая электростанция;

ТЭЦ – теплоэлектроцентраль;

ЧВД – часть высокого давления;

ЧНД – часть низкого давления;

ЦВД – цилиндр высокого давления;

ЦНД – цилиндр низкого давления;

ЦСД – цилиндр среднего давления

Предметный указатель

А

Абсолютно черное тело 126
Адиабата 73
Анализ размерностей 100
Антрацит 142
Абсолютная влажность воздуха 41
Адиабатный процесс 23
Адсорбционная холодильная установка 75
Атомная электростанция 340

Б

Баланс тепловой 162
– эксергетический 162, 163
– *энергетический 316*
Бурый уголь 142
Бинарный цикл 72

В

Вагранка 171
Влагосодержание 358
Воздухоподогреватель регенеративный 161
– рекуперативный 161
Воздухораспределительная установка 326
Водоподготовка 164
Водяной экономайзер 159
Воспламенение принудительное 226
– от сжатия 228, 231
Второй закон термодинамики 26
Вязкость динамическая 99, 109
– кинематическая 100
– турбулентная 116
Вентиляция 374
Влажный воздух 41
Воздухоподогреватель 159
Вторичные энергетические ресурсы 406
Вынужденная конвекция 94

Г

Газ генераторный 143
– доменный 171
– идеальный 10, 11
Газовая постоянная 10
– – универсальная 10
Горение гетерогенное 144
– гомогенное 144
– диффузионное 144
– кинетическое 144
Горючие сланцы 142
График расхода теплоты 386
Газовая турбина 179
Газопаровая установка 209
Газотурбинная установка 178
– – замкнутого цикла 207
Газотурбинный двигатель 256
Горение 143
Градиент температуры 80

Д

Давление абсолютное 8
– эффективное 245
Двигатель воздушно-реактивный 61, 62 63, 256
– двухконтурный турбореактивный 257, 261, 262
– жидкостный ракетный 259, 263
– непрямой реакции 256
– прямой реакции 256
– прямоточный 62, 258, 262
– пульсирующий 62
– ракетный 61, 63, 257, 263
– турбовальный 257
– турбовинтовой 257, 261
Двигатель внутреннего сгорания газовый 242
– – – двухтактный 231, 233
– – – карбюраторный 226
– – – комбинированный 220, 222, 238
– – – четырехтактный 222, 231
Детандер 74
Диаграмма влажного воздуха 42
– водяного пара 38
Диатермичное тело 126
Диссипация энергии 111
Давление 8
Двигатель внутреннего сгорания 220
Детонация 143
Дизель 228
Диффузионный (молекулярный) перенос массы 360
Дросселирование 49

Е

Естественное охлаждение 309
Естественная конвекция 94

З

Закон Вина 127
– трения 109
– Ламберта 128
– Планка 126
– теплоотдачи Ньютона 82
– Фурье 81
Зола 150
Закон Кирхгофа 127
– Стефана–Больцмана 127

И

Излучение 126
Интенсивность теплоотдачи 82, 99
Истечение 43
Источник энергии 223
Изобарный процесс 22
Изотермный процесс 23
Изохорный процесс 20
Индикаторная диаграмма 296
– мощность двигателя 243
– – ступени действительного компрессора 297

К

Камера ЖРД 263
Камера сгорания ВРД 271, 272
— — ПВРД 274
— — форсажная 273, 274
Компоновка котла 157
Котел водотрубный 157
— газотрубный 154
— утилизатор 157
Коэффициент восстановления температуры 113
— объемного расширения 94
— остаточных газов 239
— наполнения 239
— температуропроводности 85
— теплопередачи 84, 134
— теплопроводности 81
КПД котла 162
— лопаточный 186
— мощностной 186, 188
— подачи 297
относительный 186
— печи 176
— политропный 203, 204
Критерий подобия (безразмерный комплекс) БИО 86, 97
— — Грасгофа 100
— — Пекле 100
— — Прандтля 100, 101
— — Рейнольдса 100
— — Релея 100
— — Фурье 85, 98
Критическая скорость 47, 48
Критические параметры 12
Критическое отношение давлений 48
— сечение 47, 48
Капельная конденсация 125
Карбюраторный двигатель 226
Компрессор 51
— винтовой 300
— объемный 295
— центробежный 303
Конвективный теплообмен 79
Кондиционирование 374
Константы подобия 97
Котел 149
Котельная установка 149
Коэффициент избытка воздуха 147
— использования установленной мощности станции 353
облученности 129
— теплоотдачи 82
КПД
— внутренний относительный 186
— индикаторный 245
— термический 28
— эффективный 246
Криостатирование 319
Критериальные уравнения подобия 98
Критерии подобия 97

Л

Лабиринтное уплотнение 192
Линии теплового тока 80
Лопатка рабочая 180, 190—192
— сопловая (направляющая) 180, 190
Ламинарный режим течения 102
Лобовая тяга 278
Лучистый теплообмен 79

М

Мазут 139, 143
Масса молярная 10
— удельная двигателя 278
Массообмен конвективный 80
Массообмен 79
МГД-генератор 289

Н

Напор температурный 104, 135
Насос тепловой 77, 78, 324, 325
– топливный 228, 252–255
Необратимый процесс 12
Неравновесный процесс 12

О

Объем парциальный 14
– продуктов сгорания 148
– удельный 9, 10, 11
Обмуровка котла 161
Обратимый процесс 12
Ожижение 319
Определяемые безразмерные комплексы 98
Определяющие критерии подобия 98
Относительная влажность воздуха 41
Отопление 371
Охлаждение 309, 319

П

Пар влажный 11
– насыщенный 34
– перегретый 11, 34, 69
Патрубок 180, 190
Перегрев пара промежуточный 200
Перенос массы 79
Печь дуговая 173
– индукционная 174
– мартеновская 169
– топливная 169
– шахтная 172
– электрическая 173
Плотность теплового потока 80
Поглощательная способность 126
Пограничный слой ламинарный 111, 115
– – турбулентный 117
Подобные явления 96
Поле плотности теплового потока 80
– температурного градиента 80
Поршневой компрессор 51
Процесс истечения адиабатный 46
– переноса теплоты 79
– теплообмена 79
Пучок труб 107
Пылеприготовление 153
Параметры состояния 8
Паровая турбина 179
Парогазовая установка 209
Парообразование 33
Пароперегреватель 159
Паротурбинная установка 178
Парциальное давление 13
Первая критическая плотность теплового потока 124
Передача энергии 7
Перекрестный ток 134
Плазма 280
Пленочная конденсация 124
Пленочный режим кипения 122
Плотность потока излучения 126
Политропный процесс 24
Полный КПД реактивного двигателя 279
Производительность объемного компрессора 296
Промышленная печь 168
Противоток 134
Прямоток 134
Прямоточный котел 155
Пузырьковый режим кипения 121

Р

Работа компрессора 52, 53, 203
Работа на окружности колеса 185, 188
– турбины 204
Рабочее колесо 181, 303, 306
Расход газа 43, 46, 47
Реактивное сопло 61, 62, 257, 258, 261
Регулирование 51, 250–253
Регулятор 252–255
Рабочая решетка 181
Рабочее тело 8
Рабочий цикл ДВС 225
Равновесный процесс 12
Ракетный двигатель 259
Располагаемая работа 44
Реактивная тяга 256
Регенеративный отбор 201

Ректификация 327
Рециркуляция воздуха 377, 379
Ротор турбины 180, 190
Регенерация 66
Рециркуляция 368

С

Система вентиляции 374—376
— кондиционирования 374, 377
— отопления 373
— — местная 373
— — центральная 373
Смесеобразование внешнее 226
— внутреннее 226, 231
— смешанное 231
Смешанная конвекция 94, 101, 104
Солнечная энергоустановка 216
Сопротивление трения 112
— термическое 84
Степень двухконтурности 274
— активная компрессорная 55, 298
— регулирующая 190
— турбины 179
Сушка в вакууме 357
— конвективная 357, 364
— кондуктивная 357, 364
— радиационная 357, 364
— сублимацией 357
— в электрическом поле 357
Свободная энергия 37
Система теплоснабжения 380
Сопло 46
— Лаваля 47
Сопловая решетка 181
Спектральная плотность потока излучения 126
Среднее индикаторное давление 241
Среднее эффективное давление 245
Степень падения давления 56
— парциальности 186
— повышения давления 56
— предварительного расширения 56
— реактивности ступени 182
— сжатия 56
— сокращения объема 56
— турбулентности 116
— черноты тела 127
Ступень 179
Сушка 357

Т

Температура адиабатная 114
— воспламенения 145
— определяющая 101
Температурный фактор 105, 114, 115
Теоремы подобия 98
Тепловой экран 128, 129
Теплообмен при больших скоростях 114
— при естественной конвекции 117
— излучением 126
— при изменении агрегатного состояния 120
— при обтекании одиночной круглой трубы 105
— — — пучка труб 105
Теплообменный аппарат 133
Теплота сгорания высшая 141
— — низшая 141, 203
Теплофикация закрытая 381
— многоступенчатая 382
— одноступенчатая 382
— открытая 381
Температура инверсии 50
Температурное поле 80
Тепловая электростанция 335
Тепловое движение 7
Тепловой поток 80
Теплоемкость 18
Теплообмен 79
Теплоотдача 79
Теплопроводность 79
Теплоснабжение промышленных предприятий 380
Теплота жидкости 34
— парообразования 35
— перегрева 36
— сгорания 141
Теплофикация 380
Термический начальный участок 103
Термодинамика 6
Термодинамическая система 7
— температурная шкала 29
Термодинамический цикл 13

Техника криогенная 309, 310, 325
– низких температур 310, 330
– холодильная 309, 310, 321
Токсичность турбинных установок 218
Топка слоевая 150, 151
– факельная 150, 151
– циклонная 151
Топочный процесс вихревой 151
– – слоевой 151
– – факельный 151
– – циклонный 151
Точка критическая 12
– отрыва 106
Треугольник скоростей 181
Турбина 179–181
– со ступенями давления 188
– со ступенями скорости 187
Турбодетандер 314, 327
Турбомашина 179
– осевая 180
– радиально-осевая (радиальная) 180
Термодиффузия 361
Термотрансформатор 77
Термоядерная реакция 280
Техническая термодинамика 6
Токамак 283
Топка 150
Топливо 139
Точка росы 41
Турбокомпрессор 53
Турбореактивный двигатель 256
Турбулентный режим 104

У

Уравнение Ван дер Ваальса 10
– Клайперона–Клаузиуса 37
– Майера 19
– неразрывности 95
– первого закона термодинамики 16, 18
– сохранения энергии 95
– теплообмена 96
– теплопроводности 80, 81
Уравнения движения 95
– конечно-разностные 88, 90
– пограничного слоя 110
Условия граничные 81, 96, 111, 118
– начальные 81, 96
– – физические 9
– однозначности 96
– прилипания 96
Установка атомная силовая
– геотермальная 218
– плазменная 280
– сушильная 364
– термоядерная 280, 285
– энергетическая 280, 289
Утилизация вторичных ресурсов 408, 412
Удельная тяга 277
Удельный индикаторный расход топлива 246
Уравнение состояния 9
Условия однозначности 96
Условное топливо 141
Участок стабилизированного теплообмена 103

Ф

Форсунка 272, 273
Функция диссипативная 110, 111
– тока 111
Физическое подобие 96
Фильтрационный (молярный) перенос массы 360

Х

Характерный размер тела 101
Холодильная установка 73, 321
— — паровая компрессорная 74
Холодильный коэффициент 74
— цикл 73
Холодопроизводительность 309

Ц

Центры парообразования 122
Цикл двигателя Стирлинга 59
— — — обратный 328
— ГТУ 60, 202, 205, 207, 209
— обратный термодинамический 28
— поршневого двигателя внутреннего сгорания 57
— реактивного двигателя 61, 259, 260
— теплового двигателя 55
Цилиндр паровой турбины 140, 141
Цикл Карно 28
— с необратимыми процессами 31
— Ренкина 68

Ч

Частота вращения 222, 224, 225, 255
— отрыва вихрей 106
Число Нуссельта 100
— Стантона 100

Э

Эквивалентный диаметр 101
Экран 128, 158
Энергия внутренняя 7, 15, 16, 19, 21, 22, 23, 35
Эффективная длина 115, 132
Экономайзер 159
Эксергия 32
Электрическая станция 334
Энергетическая система 352
Энерготехнология 392
Эффект Джоуля—Томсона 49
Эффективная мощность 245
— тяга 275
Эффективный КПД реактивного двигателя 278

Я

Ядро 340
Ядерный реактор 211
Ядерное топливо 340

Учебник

Алексей Михайлович АРХАРОВ
Сергей Иванович ИСАЕВ
Иван Александрович КОЖИНОВ и др.

Теплотехника

Редактор З. М. РЯБКОВА
Художественный редактор С. С. ВОДЧИЦ
Оформление художника С. С. ВОДЧИЦА
Технический редактор Т. И. АНДРЕЕВА
Корректоры А. А. СНАСТИНА, А. П. СИЗОВА

ИБ № 4979

Сдано в набор 11.11.85. Подписано в печать 26.09.86. Т-15441. Формат 70 × $100^1/_{16}$. Бумага офсетная № 1. Гарнитура таймс. Печать офсетная. Усл. печ. л. 34,83. Усл. кр.-отт. 109,0. Уч.-изд. л. 35,19. Тираж 46 100 экз. Заказ № 206. Цена 1 р. 90 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение». 107076, Москва, Стромынский пер., 4.

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» им. А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский пр., 15.

Уважаемый читатель!

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ» выпустит в 1987 году следующие книги:

Богомолов Е. Н. **Рабочие процессы в охлаждаемых турбинах газотурбинных двигателей с перфорированными лопатками.** — М. — 12 л.: ил. — (В обл.): 65 к.

Рассмотрены методы расчета параметров систем охлаждения перфорированных лопаток газовых турбин с воздушным конвективно-пленочным охлаждением (определение эффективности газовой завесы на перфорированной поверхности, теплопроводности стенки и оптимальности системы вдува). Дан эксергетический метод выбора параметров системы подвода охладителя к лопаткам в системе двигателя.

Для инженеров авиационной промышленности.

Давыдов А. Б., Кобулашвили А. Ш., Шерстюк А. Н. **Расчет и конструирование турбодетандеров.** – М. – 16 л.: ил. – (В пер.): 1 р. 20к.

Дан подробный анализ тенденций развития турбодетандеров в криогенной технике. Рассмотрены новые методы расчета и выбора оптимальных параметров центростремительных турбодетандеров.

Изложены различные методы стабилизации и торможения ротора. Сформулированы принципы конструктивного, технологического и эксплуатационого обеспечения надежности турбодетандеров.

Представлены современные конструкции турбодетандеров. Показаны перспективные направления в развитии турбодетандеростроения.

Для инженерно-технических работников криогенной и холодильной отраслей машиностроения, занимающихся созданием турбодетандеров.

Криогенные системы: Учебник для вузов по курсу «Криогенная техника»/А. М. Архаров, В. П. Беляков, Е. И. Микулин и др. — М. — 35 л.: ил. —(В пер.): 1 р. 50 к.

Рассмотрены расчет, проектирование и использование различных криогенных систем, а также их отдельных элементов. Большое внимание уделено наиболее распространенным типам криогенных систем, включая воздухоразделительные установки, водородные и гелиевые установки, системы для хранения и транспортирования сжиженных газов, а также систем охлаждения сверхпроводящих устройств. Описаны современные криогенные установки, а также различные теплообменные аппараты и устройства для осушки и очистки газов.

В отличие от имеющихся учебных пособий, которые, как правило, посвящены отдельным вопросам конструирования криогенных систем, учебник данного типа планируется к изданию впервые.

Кудрин О. И. **Солнечные высокотемпературные космические энергодвигательные установки**/Под ред. В. П. Белякова. — М. — 16 л.: ил. — (В пер.): 1 р. 20 к.

Рассмотрены системы преобразования солнечной энергии в электрическую, механическую, холод, тяговую работу летательного аппарата. Изложены вопросы теории и расчета элементов солнечно-энергетических и двигательных установок. Приведены методы проектирования и результаты исследования космических высокотемпературных солнечных установок в наземных условиях.

Для инженерно-технических работников, занимающихся вопросами космической энергетики.

Кузнецов Н. М., Канаев А. А., Копп И. З. **Энергетическое оборудование блоков АЭС.** — 2-е изд., исправл. — Л. — 20 л.: ил. — (Экономия топлива и электроэнергии). — (В пер.): 1 р. 30 к.

Изложены основы проектирования энергооборудования блоков атомных электростанций (АЭС), рассмотрены тепловые схемы АЭС с перспективными типами реакторов, их термодинамические циклы, особенности конструкции и расчетов основных элементов энергетического оборудования блоков АЭС, особенности эксплуатационных режимов блоков АЭС, приведены их технико-экономические показатели.

Второе издание (1-е изд. 1979 г.) приведено в соответствие со стандартами, действующими на 1984 год.

Для инженерно-технических работников энергетического машиностроения, специалистов по проектированию и исследованию энергетических установок и их оборудования.

Поршневые компрессоры: Учеб. пособие для машиностроительных *вузов*/*Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин.* — Л. — 26 л.: ил. — (В пер.): 1 р. 20 к.

Изложены термодинамические основы сжатия газов, рабочий процесс в отдельной ступени и многоступенчатом поршневом компрессоре. Рассмотрены математические модели отдельных ступеней, многоступенчатых компрессоров, различных конструкций клапанов и уплотнений поршней, конструкции компрессоров с подачей смазки в цилиндры и без нее, основные элементы межступенчатых коммуникаций, очистка, осушка газов и правила эксплуатации машин

Тарасов В. М. **Эксплуатация компрессорных установок.** — М.— 10 л.: ил.— (В обл.): 55 к.

Рассмотрены вопросы безаварийной и безопасной эксплуатации стационарных воздушных поршневых компрессорных установок. Изложены требования по безопасности, санитарным и строительным нормам, предъявляемым к промышленным предприятиям, при выполнении которых могут быть созданы необходимые условия для работы компрессорных установок. Приведены краткие сведения об оборудовании компрессорных установок. Рассмотрены вопросы автоматизации установок, требования, предъявляемые к охлаждающей жидкости и смазочным материалам.

Значительное место отведено эксплуатации компрессорных установок и контролю их работы. Указаны причины аварий, поломок отдельных узлов и деталей оборудования, способы ликвидации аварий и ремонта поврежденных узлов и деталей. Даны рекомендации по профилактическим мероприятиям, исключающим аварии и поломки.

Для рабочих, занимающихся эксплуатацией и ремонтом компрессорных установок.

Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учеб. пособие для вузов по специальности «Холодильные машины и установки»/И. А. Сакун, Н. Н. Кошкин, Н. Н. Бухарин и др.; Под общ. ред. И. А. Сакуна.— Л.— 26 л.: ил.— (В пер.): 1 р. 20 к.

Рассмотрены тепловые, конструктивные и прочностные расчеты холодильных машин различных типов и их элементов. Даны примеры расчета циклов холодильных машин: компрессионных паровых и газовых, абсорбционных и пароэжекторных, термоэлектрических. Приведены методика и примеры расчета компрессоров и аппаратов холодильных машин, а также метод приближенного технико-экономического сравнения машин разных типов.

Тепловые схемы котлов/А. А. Паршин, В. В. Митор, А. Н. Безгрешников и др.— М.— 18 л.: ил.— (В пер.): 1 р. 40 к.

Освещены вопросы выбора и расчета тепловых схем котлов, определяющие основные теплотехнические решения мощных энергоблоков тепловых электростанций. Особое внимание уделено анализу влияния различных факторов на тепловую схему котла. Даны рекомендации по выбору топочного устройства, способов регулирования перегрева, схем экранирования.

Для инженерно-технических работников котлостроительных заводов, проектных и наладочных организаций.

1 р. 90 к.

Теплотехника

· МАШИНОСТРОЕНИЕ ·