ББК 31.392я7
Т34
УДК 621.57 (075.8)

Е. М. Бамбушек, Н. Н. Бухарин, Е. Д. Герасимов, В. А. Евстафьев, А. Я. Ильин, Н. Н. Кошкин, А. Н. Носков, В. И. Пекарев, И. А. Сакун, А. К. Стукаленко, В. П. Суетинов, В. Л. Сысоев, Л. С. Тимофеевский

Рецензенты: кафедра холодильной техники Грузинского политехнического института им. В. И. Ленина (д-р техн. наук проф. А. Н. Какалашвили), засл. деят. науки и техники РСФСР д-р техн. наук проф. Е. И. Микулин

Т34 Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учеб. пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»/Е. М. Бамбушек, Н. Н. Бухарин, Е. Д. Герасимов и др.; Под общ. ред. И. А. Сакуна. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. — 423 с.: ил.
(В пер.): 1 р. 20 к.

Т $\frac{2303050000-078}{038\ (01)-87}$ 78-87

ББК 31.392я7
6П2.28

© Издательство «Машиностроение», 1987.

Широкое применение искусственного холода во всех отраслях народного хозяйства страны, в быту обусловило бурное развитие холодильной техники. Практическая реализация многих актуальных научных направлений непосредственно связана с использованием искусственного холода. Холодильная техника является составной частью энергетики.

В связи с этим подготовка научных и инженерных кадров по производству и рациональному применению искусственного холода относится к одной из важных народнохозяйственных задач.

Настоящее учебное пособие является продолжением учебника «Холодильные машины», подготовленного коллективом кафедры холодильных машин ЛТИХП и выпущенного Ленинградским отделением изд-ва «Машиностроение» в 1985 г. На основе теоретических положений, изложенных в указанном учебнике, в настоящем учебном пособии произведены расчеты всех основных типов холодильных машин и их элементов, причем решения сопровождаются необходимыми пояснениями и обоснованиями. В ряде случаев приведены варианты решений, рассмотрены появившиеся за последнее время подходы и методики.

В учебное пособие «Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин» включены несколько программ для перевода сложных или громоздких расчетов на ЭВМ с целью обеспечить возможность выполнения вариантных расчетов и численного эксперимента в учебном процессе.

Авторы благодарят сотрудников кафедры холодильных машин Ленинградского ордена Трудового Красного Знамени технологического института холодильной промышленности за оказанную помощь при подготовке учебного пособия.

Замечания и предложения, направленные на улучшение композиции и содержания книги, будут приняты авторами с благодарностью. Просим направлять их по адресу: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10, Ленинградское отделение издательства «Машиностроение».

Глава 1. РАСЧЕТ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

1.1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Пример 1. Выбор обратимого цикла холодильной машины, если температура источника низкой температуры переменна (рис. 1.1).

Исходные данные

Температура окружающей среды $T_{о.с}$, К	303
Температура источника, К:	
начальная T_a	243
конечная T_b	233
Теплоемкость источника $c_и$, кДж/(кг·К)	0,25

Для данных источников обратимым будет цикл *1—2—3—4*, в котором разность температур ΔT в процессе теплообмена рабочего вещества с источниками низкой температуры стремится к нулю. Сжатие и расширение рабочего вещества происходят изоэнтропно.

Удельное количество теплоты, отведенной от рабочего вещества в окружающую среду в цикле *1—2—3—4*, при $\Delta T \to 0$ определяется по уравнению

$$q = T_{о.с}(s_2 - s_3) = T_{о.с}(s_a - s_b)c_и \ln T_a/T_b =$$

$$= 303 \cdot 0{,}25 \ln 243/233 = 3{,}183 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная холодопроизводительность цикла $q_0 = c_и (T_a - T_b) = 0{,}25\ (243 - 233) = 2{,}5$ кДж/кг. Удельная работа цикла $l = q - q_0 = 3{,}183 - 2{,}5 = 0{,}683$ кДж/кг. Холодильный коэффициент цикла *1—2—3—4* $\varepsilon = q_0/l = 2{,}5/0{,}683 = 3{,}66$.

Пример 2. Выбор обратимого цикла холодильной машины, если температура источника низкой температуры постоянна (рис. 1.2).

Исходные данные

Температура, К:	
окружающей среды $T_{о.с}$	303
источника $T_a = T_b$	233

Если температура источников в процессе теплообмена с рабочим веществом не меняется, обратимым будет цикл *1—2—3—4*, в котором теплообмен с рабочим веществом идет при $\Delta T \to 0$, а сжатие и расширение изоэнтропны. Такой цикл называется циклом Карно. Холодильный коэффициент цикла Карно $\varepsilon = T_{и.н.т}/(T_{о.с} - T_{и.н.т}) = 233/(303 - 233) = 4{,}33$.

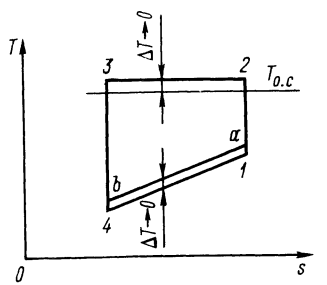


Рис. 1.1. Обратимый цикл для переменного источника низкой температуры

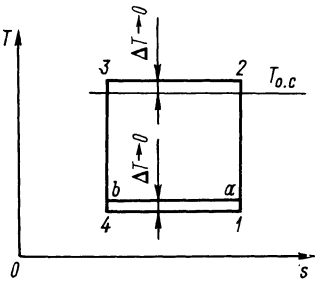


Рис. 1.2. Обратимый цикл для постоянного источника низкой температуры

Пример 3. Расчет термодинамической эффективности холодильного цикла (рис. 1.3)

Исходные данные

Температура, К:	
окружающей среды $T_{о.с}$	303
источника	
начальная T_a	253
конечная T_b	243
Теплоемкость, кДж/(кг·К):	
источника $c_и$	2,5
рабочего вещества $c_{р.в}$	3,4
Разность температур, К:	
ΔT_1	3
ΔT_2	5

Процессы сжатия и расширения в цикле холодильной машины являются изоэнтропными, масса источника низкой температуры 1 кг. Для понижения температуры источника низкой температуры от T_a до T_b рабочее вещество холодильной машины совершает обратный цикл *1—2—3—4*.

Температура рабочего вещества в узловых точках определяется на основании исходных данных: $T_3 = T_{о.с} + \Delta T_2 = 303 + 5 = 308$ К; $T_4 = T_b - \Delta T_1 = 243 - 3 = 240$ К.

Для понижения температуры источника низкой температуры от T_a до T_b от него необходимо отвести теплоту $q_0 = c_и (T_a - T_b) = 2{,}5 \quad (253 - 243) = 25$ кДж/кг. Это количество теплоты подводится к рабочему веществу: $q_0 = c_{р.в} \times (T_1 - T_4)$. Тогда $T_1 = q_0/c_{р.в} + T_4 = 25/3{,}4 + 240 = 247{,}35$ К.

Так как процессы *1—2* и *3—4* изоэнтропны, то энтропия в про-

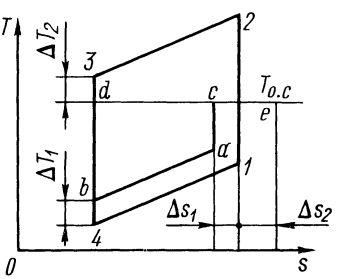


Рис. 1.3. Необратимые потери обратного цикла

Таблица 1.1. Результаты расчета циклов

T_3	T_4	T_1	T_2	q_0	q	в	l	$\eta_{обр}$
К				кДж/кг			кДж/кг	
310	238	245,35	319,599	25	32,6366	3,273	7,6366	0,734

$\Sigma\,\Delta l$	Δl_1	Δl_2	Δs_1	$\Delta l'$	Δs_2	$\frac{\Sigma\Delta l' - \Sigma\Delta l}{\Sigma\Delta l'}$ 100%
кДж/кг	кДж/(кг·К)			кДж/кг		
2,0361	0,813858	1,21972	2,03358	0,002686	0,0040255	0,12

цессах *4 — 1* и *2 — 4* изменяются одинаково, т. е. $\Delta s_{4-1} = \Delta s_{2-3}$, $\Delta s_{4-1} = c_{р.\,в} \ln (T_1/T_4) = 3{,}4 \ln (247{,}35/240) = 0{,}10256$ кДж/кг, $\Delta s_{2-3} = c_{р.\,в} \ln (T_2/T_3)$, $\ln (T_2/T_3) = \Delta s_{2-3} : c_{р.\,в}$, $\ln T_2/308 = 0{,}10256/3{,}4$; откуда $T_2 = 317{,}43$ К.

Количество теплоты, отведенное от рабочего вещества в окружающую среду, равно $q = c_{р.\,в} (T_2 - T_3) = 3{,}4\,(317{,}43 - 308) = 32{,}062$ кДж/кг. Удельная работа цикла $l = q - q_0 = 32{,}062 - 25 = 7{,}062$ кДж/кг. Холодильный коэффициент цикла $\varepsilon = q_0/l = 25/7{,}062 = 3{,}54$.

Для заданных источников циклом-образцом (циклом с минимальной работой) будет *a—c—d—b* (см. пример 1). Для цикла $a - c - d - b$ $q_{min} = T_{о.\,с} \Delta s_{c-d} = T_{о.\,с} \Delta s_{a-b}$, $\Delta s_{a-b} = c_и \ln (T_a/T_b) = 2{,}5 \ln (253/243) = 0{,}101$ кДж/(кг·К), $q_{min} = 303 \cdot 0{,}101 = 30{,}603$ кДж/кг. Работа цикла-образца $l_{min} = q_{min} - q_0 = 30{,}609 - 25 = 5{,}603$ кДж/кг.

Холодильный коэффициент обратимого цикла $\varepsilon_0 = q_0/l_{min} = 25/5{,}603 = 4{,}46$. Коэффициент обратимости $\eta_{обр} = \varepsilon/\varepsilon_0 = 5{,}603/7{,}062 = 0{,}793$. Дополнительная затрата работы вследствие необратимых потерь $\sum \Delta l = l - l_{min} = 7{,}062 - 5{,}603 = 1{,}459$ кДж/кг. Суммарные потери складываются из потерь Δl_1 связанных с теплообменом рабочего вещества и источника низкой температуры, и потерь Δl_2, обусловленных теплообменом рабочего вещества и окружающей среды, т. е. $\sum \Delta l' = \Delta l_1 + \Delta l_2$.

Для проверки правильности расчетов определим Δl_1 и Δl_2 исходя из уравнения Гюи—Стодолы: $\Delta l_1 = T_{о.\,с} \Delta s_1$; $\Delta l_2 = T_{о.\,с} \Delta s_2$; $\Delta s_1 = \Delta s_{4-1} - \Delta s_{a-b} = 0{,}1026 - 0{,}101 = 0{,}0016$ кДж/(кг·К); $\Delta l_1 = 303 \cdot 0{,}0016 = 0{,}4848$ кДж/кг.

Величина Δs_2 определяется из условия, что количество теплоты, отданное рабочим веществом в процессе *2—3*, равно количеству теплоты, воспринятому окружающей средой в процессе *d—e*: $\Delta s_2 = \Delta s_{d-e} - \Delta s_{2-3} = (q/T_{о.\,с}) - \Delta s_{4-1} = (32{,}062/303) - 0{,}10256 = 0{,}003255$ кДж/(кг·К); $\Delta l_2 = 303 \cdot 0{,}003255 = 0{,}9865$ кДж/кг;

$\sum \Delta l' = \Delta l_1 + \Delta l_2 = 0{,}4848 + 0{,}9865 = 1{,}4713$ кДж/кг.

Расхождение в определении суммарных необратимых потерь составляет

$$\frac{\sum \Delta l' - \sum \Delta l}{\sum \Delta l'} 100\% = \frac{1{,}4713 - 1{,}459}{1{,}4713} 100\% = 0{,}84\%.$$

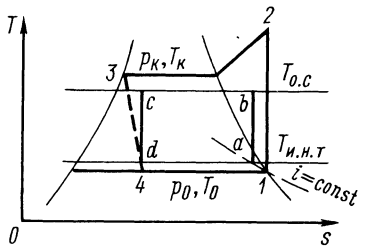


Рис. 1.4. Необратимые потери цикла паровой холодильной машины

Термодинамическая эффективность обратных циклов зависит от разности температур в процессе теплообмена рабочего вещества и источников низкой температуры. Результаты расчета циклов по условиям данного примера при $\Delta T_1 = 5$ К, $\Delta T_2 = 7$ К приведены в табл. 1.1.

Как следует из сравнения данных, коэффициент обратимости обратного цикла при увеличении разности температур в процессе теплообмена рабочего вещества и источников низкой температуры изменился с 0,793 до 0,734, т. е. понизился на 8 %.

Пример 4. Расчет термодинамической эффективности цикла паровой холодильной машины с изоэнтропным сжатием сухого насыщенного пара без переохлаждения жидкости перед дроссельным вентилем (рис. 1.4).

Исходные данные

Температура, К:
- окружающей среды $T_{о.с}$ 298
- источника низкой температуры $T_{и.н.т}$ 248
- конденсации $T_к$ 303
- кипения T_0 243

Рабочее вещество . . . . . Аммиак, *R*12

Параметры рабочего вещества в узловых точках даны в табл. 1.2. Из результатов расчета (табл. 1.3) следует, что максимальные потери в аммиачном конденсаторе в основном связаны с перегревом рабочего вещества, для хладона *R*12 — с дросселированием;

Таблица 1.2. **Параметры узловых точек**

Параметр	Рабочее вещество							
	Аммиак				*R*12			
	Точки							
	1	*2*	*3*	*4*	*1*	*2*	*3*	*4*
T, К	243	413	303	243	243	316	303	243
i, кДж/кг	1342	1695	267	267	987	1022,5	877	877
s, кДж/(кг·К)	3,61515		—0,9412	—0,806	1,14		0,6595	0,886

Таблица 1.3. Результаты расчета циклов

Определяемая величина	Формула	Рабочее вещество	
		NH_3	$R12$
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = i_1 - i_4$	1075	110
Изоэнтропная работа цикла, кДж/кг	$l_s = i_2 - i_1$	353	35,5
Холодильный коэффициент:			
цикла *1—2—3—4*	$\varepsilon = q_0/l_s$	3,05	3,1
обратимого цикла *a—b—c—d*	$\varepsilon_0 = \frac{T_{и.\,н.\,т}}{T_{о.\,с} - T_{и.\,н.\,т}}$	4,96	
Коэффициент обратимости	$\eta_{обр} = \varepsilon/\varepsilon_0$	0,615	0,625
Необратимые потери, кДж/кг:			
в конденсаторе	$\Delta l_к = (i_2 - i_3) - T_{о.\,с}(S_2 - S_3)$	70,2	2,31
в испарителе	$\Delta l_и = T_{о.\,с}\left[(S_1 - S_4) - \frac{i_1 - i_4}{T_{и.\,н.\,т}}\right]$	25,8	3,02
при дросселировании	$\Delta l_{др} = T_{о.\,с}(S_4 - S_3)$	40,29	7,897
Сумма необратимых потерь, кДж/кг	$\Sigma\,\Delta l = \Delta l_к + \Delta l_и - \Delta l_{др}$	136,29	13,227
Минимальная работа, кДж/кг	$l_{min} = l_s \Sigma\,\Delta l$	216,71	22,273
Работа обратимого цикла *a—b—c—d*, кДж/кг (проверка правильности расчетов)	$l_{min} = q_0/\varepsilon_0$	216,73	22,18
Потери в элементах холодильной машины, %	$(\Delta l_к/\Sigma\,\Delta l)\,100\,\%$	51,5	17,6
	$(\Delta l_и/\Sigma\,\Delta l)\,100\,\%$	18,9	22,8
	$(\Delta l_{др}/\Sigma\,\Delta l)\,100\,\%$	29,6	59,7

однако холодильные коэффициенты циклов с аммиаком и $R12$ приблизительно равны, т. е. рабочие вещества термодинамически равноценны.

1.2. ПАРОВЫЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Пример 1. Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины (рис. 1.5).

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт 100
Температура, К:
кипения T_0 258
конденсации $T_к$ 303
Рабочее вещество . . . . . $R22$

В соответствии со схемой и циклом холодильной машины по диаграмме или таблицам определяют параметры узловых точек, приведенные в табл. 1.4.

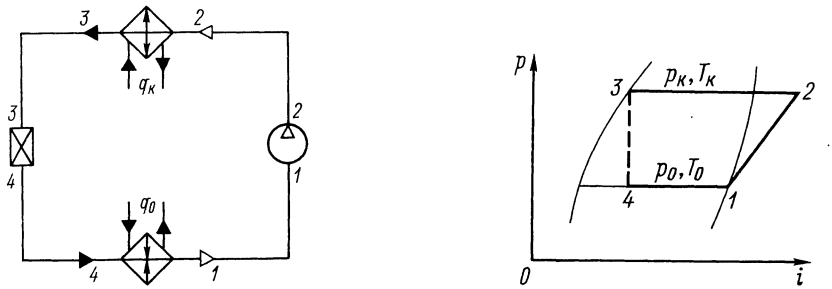


Рис. 1.5. Схема и цикл паровой холодильной машины

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_1 - i_4 = 1032{,}6 - 871{,}3 = 161{,}3$ кДж/кг. Удельная объемная холодопроизводительность $q_v = q_0/v_1 = 161{,}3/0{,}076 = 2122{,}11$ кДж/м^3.

Теплота, отводимая от конденсатора, $q = i_2 - i_3 = 1067 - 871{,}3 = 195{,}7$ кДж/кг.

Удельная изоэнтропная работа цикла $l_s = i_2 - i_1 = 1067 - 1032{,}6 = 34{,}4$ кДж/кг, или $l_s = q_к - q_0 = 195{,}7 - 161{,}3 = 34{,}4$ кДж/кг. Холодильный коэффициент теоретический $\varepsilon_т = q_0/l_s = 161{,}3/34{,}4 = 4{,}69$.

Массовый расход рабочего вещества в машине $G_a = Q_0/q_0 = 100/161{,}3 = 0{,}62$ кг/с.

Изоэнтропная мощность $N_s = G_a l_s = 0{,}62 \cdot 34{,}4 = 21{,}3$ кВт. Действительная объемная производительность компрессора $V_д = G_a v_1 = 0{,}62 \cdot 0{,}076 = 4{,}72 \cdot 10^{-2}$ м^3/с. Эффективная мощность и теоретическая объемная производительность компрессора определяются в зависимости от типа компрессора (см. гл. 2).

Пример 2. Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины с регенеративным теплообменником (рис. 1.6).

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт	100
Температура, К:	
кипения T_0	268
конденсации $T_к$	313
Рабочее вещество	*R*12

Таблица 1.4. **Параметры узловых точек**

Параметр	Точки			
	1	*2*	*3*	*4*
p, МПа	0,2966	1,1908	1,1908	0,2966
T, К	258	326,9	303	258
i, кДж/кг	1032,6	1067	871,3	871,3
v, м^3/кг	0,076	—	—	—

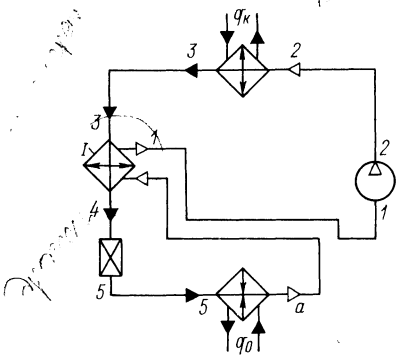
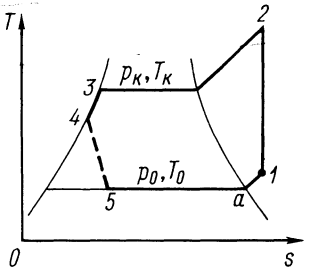
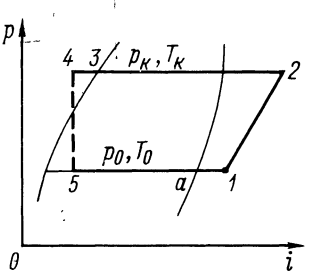


Рис. 1.6. Схема и циклы регенеративной паровой холодильной машины





Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 1.5.

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_a - i_5 = 996{,}7 - 876 = 120{,}7$ кДж/кг.

Принимается $T_1 - T_a = 15$ К, тогда $T_1 = 283$ К.

Состояние рабочего вещества в точке *4* определяется из баланса теплообменника (*I*) $i_1 - i_a = i_3 - i_4$, откуда $i_4 = i_3 - (i_1 - i_a) = 887 - (1007{,}57 - 996{,}67) = 876$ кДж/кг.

Удельная объемная холодопроизводительность $q_v = q_0/v_1 = 120{,}7/0{,}07 = 1724{,}3$ кДж/м^3. Теплота, отводимая от конденсатора, $q_к = i_2 - i_3 = 1032 - 887 = 145$ кДж/кг. Удельная изоэнтропная работа цикла $l_s = i_2 - i_1 = 1032 - 1007{,}7 = 24{,}3$ кДж/кг. Холодильный коэффициент теоретический $\varepsilon_т = q_0/l_s = 120{,}7/24{,}3 = 4{,}97$. Массовый расход рабочего вещества в машине $G_a = Q_0/q_0 = 100/120{,}7 = 0{,}828$ кг/с. Изоэнтропная мощность компрессора $N_s = G_a l_s = 0{,}828 \cdot 24{,}3 = 20{,}75$ кВт.

Таблица 1.5. Параметры узловых точек

Параметр	Точки					
	a	*1*	*2*	*3*	*4*	*5*
p, МПа	0,2614	0,2614	0,9577	0,9577	0,9577	0,2614
T, К	268	283	334	313	302	268
i, кДж/кг	996,7	1007,7	1032	887	876	876
v, м^3/кг	—	0,07	—	—	—	—

Таблица 1.6. **Параметры узловых точек**

Рабочее вещество	Параметр	Точки					
		а	*1*	*2*	*3*	*4*	*5*
*R*22	p, МПа	0,105	0,105	1,191	1,191	1,191	0,105
	T, К	233	273	293	303	283	283
	i, кДж/кг	1021,7	1047	1121,7	871,3	846	846
	v, м³/кг	—	0,245	—	—	—	—
*R*502	p, МПа	0,13	0,13	1,323	1,323	1,323	0,13
	T, К	233	273	358	303	284	233
	i, кДж/кг	980	1002,8	1050	887,8	865	865
	v, м³/кг	—	0,153	—	—	—	—

Таблица 1.7. **Результаты теплового расчета**

Определяемая величина	Формула	*R*22	*R*502
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = i_a - i_5$	175,7	115
Степень повышения давления	$\pi_н = p_к/p_0$	11,34	10,18
Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг	$l_s = i_2 - i_1$	75	47,2
Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м³	$q_v = q_0/v_1$	717,1	751,6
Холодильный коэффициент теоретический	$\varepsilon_т = q_0/l_s$	2,34	2,44
Массовый расход рабочего вещества, кг/с	$G_a = Q_0/q_0$	0,55	0,87
Действительная объемная производительность компрессора, м³/с	$V_д = G_a v_1$	$13{,}5 \cdot 10^{-2}$	$13{,}3 \cdot 10^{-2}$
Изоэнтропная мощность компрессора, кВт	$N_s = G_a l_s$	41,25	41,2

Действительная объемная производительность компрессора $V_д = G_a v_1 = 0{,}828 \cdot 0{,}07 = 5{,}8 \cdot 10^{-2}$ м³/с.

Пример 3. Тепловой расчет низкотемпературной холодильной машины (см. рис. 1.6).

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт 100
Температура, К:
кипения T_0 233
конденсации $T_к$ 303
Рабочее вещество *R*22, *R*502

Параметры узловых точек приведены в табл. 1.6. Результаты теплового расчета сведены в табл. 1.7.

Таблица 1.8. **Параметры узловых точек**

T, К	$p \cdot 10^5$, Па	i, кДж/кг				v, м³/кг
		2	3	4	7	3
233	0,71591	1398,5	1327	1758	—62	1,54
243	1,1936	1468	1342,5	1690	—17,5	0,95
253	1,9015	1537	1356	1623	28	0,625
263	2,9106	1611	1367,5	1566,5	750	0,417
273	4,3017	1683	1378	1518	121,5	0,287
283	6,1635	1754	1387	1473	170	0,204

Примечание. В точке *а* $i = 1310$ кДж/кг, в точке *1* $i = 1332$ кДж/кг, $v = 2{,}75$ м³/кг, в точке *5* $i = 242$ кДж/кг при всех указанных в таблице значениях T и p.

1.3. ПАРОВЫЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Пример 1. Определение оптимального промежуточного давления в цикле двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием и полным промежуточным охлаждением по условиям максимального холодильного коэффициента; минимальной суммарной объемной производительности компрессора; заданного отношения $V_т^{I}/V_т^{II}$.

Исходные данные

Температура, К:
- кипения T_0 223
- конденсации $T_к$ 303
- перед дроссельным вентилем T_5 298
- всасывания T_1 233

Рабочее вещество . . . . . Аммиак

Компрессоры ступеней I и II поршневые.

Для цикла, изображенного на рис. 1.7, параметры узловых точек приведены в табл. 1.8.

Расчет выполняют в следующей последовательности.

Удельная массовая холодопроизводительность цикла $q_0 = i_a - i_7$. Удельная изоэнтропная работа ступеней I и II машины $l_s^{I} = i_2 - i_1$, $l_s^{II} = i_4 - i_3$.

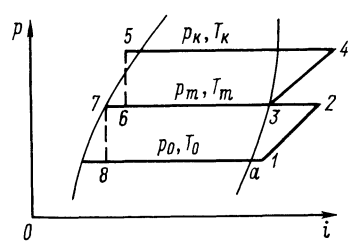


Рис. 1.7. Цикл двухступенчатой холодильной машины

Массовый расход рабочего вещества, сжимаемого в ступени I, на 1 кВт холодопроизводительности $g^{I} = 1/q_0$. Массовый расход рабочего вещества, сжимаемого в ступени II,

$$g^{II} = g^{I} \frac{i_2 - i_7}{i_3 - i_5}.$$

Теоретический холодильный коэффициент цикла $\varepsilon_т = q_0/(l_s^I + g^{II} l_s^{II})$.

Коэффициенты подачи компрессоров рассчитывают по формулам

$$\lambda^I = \left[\frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} - c^I\left(\frac{p_m + \Delta p}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0}\right)\right]\frac{T_0}{T_m},$$

$$\lambda^{II} = \left[\frac{p_m - \Delta p_0}{p_m} - c^{II}\left(\frac{p_к + \Delta p}{p_m} - \frac{p_m - \Delta p_0}{p_m}\right)\right]\frac{T_m}{T}$$

или принимают по экспериментальным данным.

Удельная объемная производительность компрессоров $\overline{V}_т^I = v_1/(q_0\lambda^I)$, $\overline{V}_т^{II} = q^{II}v_3/\lambda^{II} = (q^I v_3/\lambda^{II})(i_2 - i_7)/(i_3 - i_5)$. Отношение объемной производительности компрессоров $\varphi = \overline{V}_т^I/\overline{V}_т^{II} = g^I\lambda^{II}v_1/(g^{II}\lambda^I v_3)$. Суммарная удельная объемная производительность компрессоров $\sum\overline{V}_т = \overline{V}_т^I + \overline{V}_т^{II}$.

Индикаторные КПД компрессоров $\eta_i^I = T_0/T_m + bt_0$, $\eta_i^{II} = T_m/T + bt_m$, где b — постоянный коэффициент, принимаемый по данным работы [46] или [42]; t_0 и t_m в градусах Цельсия.

Удельная индикаторная мощность компрессоров $g^I l_i^I = g^I l_s^I/\eta_i^I$, $g^{II} l_i^{II} = g^{II} l_s^{II}/\eta_i^{II}$. Удельная мощность трения компрессоров $g^I l_{тр}^I = \overline{V}_т^I p_{i\,тр}^I$, $g^{II} l_{тр}^{II} = \overline{V}_т^{II} p_{i\,тр}^{II}$. Удельная эффективная мощность компрессоров $g^I l_e^I = g^I l_i^I + g^I l_{тр}^I$, $g^{II} l_e^{II} = g^{II} l_i^{II} + g^{II} l_{тр}^{II}$.

Действительный холодильный коэффициент $\varepsilon_д = 1/(g^I l_e^I + g^{II} l_e^{II})$.

Результаты расчетов сведены в табл. 1.9. В этих расчетах принято: мертвое пространство компрессоров $c^I = c^{II} = 5$ %; депрессия в клапанах на всасывании $\Delta p_0 = 0{,}005$ МПа, на нагнетании $\Delta p = 0{,}01$ МПа; удельное давление трения (для аммиачных машин) $p_{i\,тр} = 0{,}06 \cdot 10^6$ Па; коэффициент b для аммиачных компрессоров равен 0,001.

По данным расчета построены зависимости (рис. 1.8) $\varepsilon_т = f(p_m)$, $\varepsilon_д = f(p_m)$, $\varphi = f(p_m)$, $\sum\overline{V} = f(p_m)$. Оптимальные значения промежуточного давления будут равны: при $\varepsilon_{max} = 1{,}23$ $p_m = 2 \cdot 10^5$ Па, при $\sum\overline{V}_т = 4{,}6 \cdot 10^{-3}$ м^3/с $p_m = 1{,}8 \cdot 10^5$ Па. Промежуточное давление при заданном значении φ находится из кривой $\varphi = f(p_m)$ на рис. 1.8. Промежуточное давление

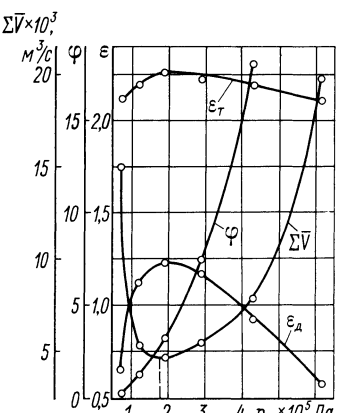


Рис. 1.8. Зависимости $\varepsilon_т$, $\varepsilon_д$, φ, $\sum\overline{V}$ от промежуточного давления p_m

Таблица 1.9. **Результаты расчетов**

Определяемая величина	T, К					
	233	243	253	263	273	283
q_0, кДж/кг	1372	1327,5	1282	1225	1188,5	1140
l_s^{I}, кДж/кг	66,5	137	205	279	351	422
l_s^{II}, кДж/кг	431	347,5	267,5	199	140	86
g^{I}, кг/с	0,7288	0,7532	0,78	0,8163	0,8413	0,8771
g^{II}, кг/с	0,981	1,0168	1,0569	1,1142	1,1567	1,213
$\varepsilon_{\mathrm{т}}$	2,122	2,19	2,259	2,225	2,187	2,107
λ^{I}	0,786	0,7	0,597	0,469	0,314	0,124
λ^{II}	0,121	0,412	0,595	0,72	0,812	0,883
$\overline{V}_{\mathrm{в}}^{\mathrm{I}} \times 10^3$, м³/с	2,5488	2,9592	3,5929	4,7863	7,3689	19,4532
$\overline{V}_{\mathrm{в}}^{\mathrm{II}} \times 10^3$, м³/с	12,4855	2,3446	1,1102	0,6453	0,4088	0,2802
φ	0,2041	1,2621	3,2363	7,4172	18,0252	69,4261
$\Sigma\, \overline{V}_{\mathrm{т}} \times 10^3$, м³/с	15,0343	5,3038	4,7031	5,4316	7,7775	19,7334
η_i^{I}	0,917	0,888	0,861	0,838	0,817	0,798
η_i^{II}	0,729	0,772	0,815	0,858	0,901	0,944
$g^{\mathrm{I}} l_i^{\mathrm{I}}$, кВт	0,0528	0,1162	0,1857	0,2718	0,3614	0,4638
$g^{\mathrm{II}} l_i^{\mathrm{II}}$, кВт	0,58	0,4577	0,3469	0,2584	0,1797	0,1105
$g^{\mathrm{I}} l_{\mathrm{тр}}^{\mathrm{I}}$, кВт	0,1529	0,1775	0,2156	0,2872	0,4421	1,1672
$g^{\mathrm{II}} l_{\mathrm{тр}}^{\mathrm{II}}$, кВт	0,7491	0,1407	0,0666	0,0387	0,0245	0,0168
$g^{\mathrm{I}} l_e^{\mathrm{I}}$, кВт	0,2057	0,2937	0,4013	0,559	0,8035	1,631
$g^{\mathrm{II}} l_e^{\mathrm{II}}$, кВт	1,3291	0,5984	0,4135	0,2971	0,2042	0,1273
$\varepsilon_{\mathrm{д}}$	0,6516	1,1209	1,2273	1,1681	0,9224	0,5687

можно рассчитать по упрощенной формуле $p_m = \sqrt{p_{\mathrm{к}} p_0}$. Для данного примера $p_m = \sqrt{1{,}169 \cdot 0{,}04168} = 2{,}15 \cdot 10^5$ Па.

Пример 2. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с однократным дросселированием и неполным промежуточным охлаждением (рис. 1.9).

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт 100
Температура, К:
кипения T_0 213
конденсации $T_{\mathrm{к}}$ 303
всасывания в компрессор ступени I T_1 233
Рабочее вещество . . . . . NH_3
Недорекуперация на выходе рабочего вещества из змеевика промежуточного сосуда T_{10}—T_{m_1}, К 5

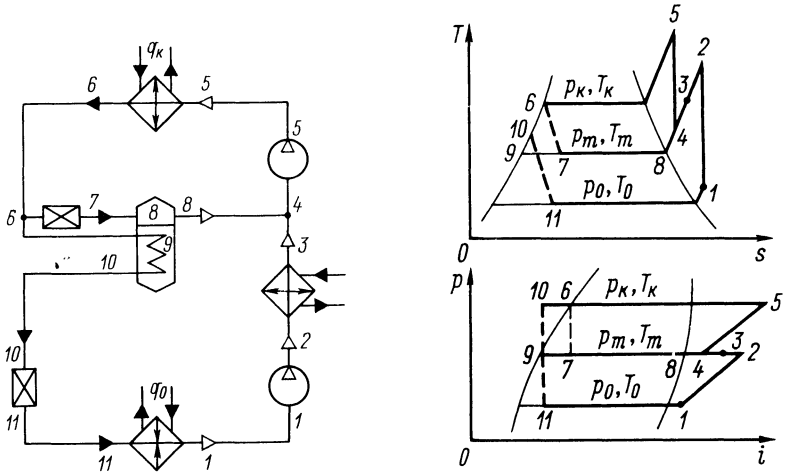


Рис. 1.9. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с однократным дросселированием и неполным промежуточным охлаждением

В соответствии со схемой и циклом холодильной машины по диаграмме или таблицам определяют параметры узловых точек (табл. 1.10).

Промежуточное давление p_m рассчитывают по уравнению $p_m = \sqrt{p_к p_0} = \sqrt{0{,}0218 \cdot 1{,}169} = 0{,}16$ МПа.

Массовый расход рабочего вещества в ступени I $G_a^{\mathrm{I}} = Q_0/q_0 = Q_0/(i_1 - i_{11}) = 100/(1315 - 33) = 0{,}078$ кг/с. Массовый расход рабочего вещества в ступени II $G_a^{\mathrm{II}} = G_a^{\mathrm{I}}(i_8 - i_{10})/(i_8 - i_7) = 0{,}078\ (1351 - 33)/(1351 - 242) = 0{,}09$ кг/с.

Энтальпия рабочего вещества при всасывании в компрессор ступени II $i_4 = i_8 + G_a^{\mathrm{I}}(i_3 - i_8)/G_a^{\mathrm{II}} = 1351 + 0{,}078\ (1471 - 1351)/0{,}09 = 1444{,}6$ кДж/кг.

Изоэнтропная мощность компрессоров ступеней I и II: $N_s^{\mathrm{I}} = G_a^{\mathrm{I}}(i_2 - i_1) = 0{,}078\ (1585 - 1315) = 21{,}06$ кВт, $N_s^{\mathrm{II}} = G_a^{\mathrm{II}}(i_5 - i_4) = 0{,}09\ (1796 - 1444{,}6) = 31{,}626$ кВт.

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V_д^{\mathrm{I}} = G_a^{\mathrm{I}} v_1 = 0{,}078 \cdot 4{,}75 = 0{,}37$ м³/с, $V_д^{\mathrm{II}} = G_a^{\mathrm{II}} v_2 = 0{,}1 \cdot 0{,}86 = 0{,}077$ м³/с.

Холодильный коэффициент теоретический $\varepsilon_т = Q_0/(N_s^{\mathrm{I}} + N_s^{\mathrm{II}}) = 100/(21{,}6 + 31{,}626) = 1{,}9$.

Пример 3. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с однократным дросселированием и полным промежуточным охлаждением по условиям примера 2 (рис. 1.10). Параметры узловых точек приведены в табл. 1.11.

Массовый расход рабочего вещества в ступенях I и II машин: $G_a^{\mathrm{I}} = Q_0/q_0 = Q_0/(i_1 - i_{10}) = 100/(1315 - 33) = 0{,}078$ кг/с, $G_a^{\mathrm{II}} =$

Таблица 1.10. **Параметры узловых точек**

Параметр	Точки										
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*
p, МПа	0,0218	0,16	0,16	0,16	1,169	1,169	0,16	0,16	0,16	0,169	0,16
T, К	223	356	303	291	453	298	249	249	249	254	213
i, кДж/кг	1315	1585	1471	1444,6	1796	242	242	1351	10	33	33
v, м^3/кг	4,75	—	—	0,86	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 1.11. **Параметры узловых точек**

Параметр	Точки									
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*
p, МПа	0,0218	0,16	0,16	0,16	1,169	1,169	0,16	0,16	1,169	0,0218
T, К	223	356	303	249	398	298	249	249	254	213
i, кДж/кг	1315	1585	1471	1351	1655	242	242	10	33	33
v, м^3/кг	4,75	—	—	0,73	—	—	—	—	—	—

Таблица 1.12. **Параметры узловых точек**

Параметр	Точки									
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*
p, МПа	0,0218	0,16	0,16	0,16	0,169	0,169	0,16	0,16	0,16	0,0218
T, К	223	356	303	290	451	298	249	249	249	213
i, кДж/кг	1315	1585	1471	1442,5	1790	242	242	1351	10	10
v, м^3/кг	4,75	—	—	0,855	—	—	—	—	—	—

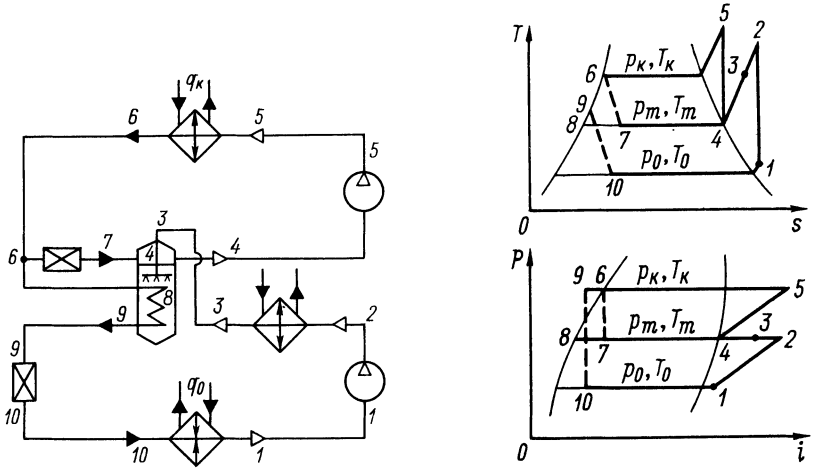


Рис. 1.10. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с однократным дросселированием и полным промежуточным охлаждением

$= G_a^{I}\ (i_3 - i_9)/(i_4 - i_7) = 0{,}078\ (1471 - 33)/(1351 - 242) = 0{,}101$ кг/с.

Изоэнтропная мощность компрессоров ступеней I и II машины: $N_s^{I} = G_a^{I}\ (i_2 - i_1) = 0{,}078\ (1585 - 1315) = 21{,}06$ кВт, $N_s^{II} = G_a^{II}\ (i_5 - i_4) = 0{,}101\ (1655 - 1351) = 30{,}7$ кВт.

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V_д^{I} = G_a^{I} v_1 = 0{,}078 \cdot 4{,}75 = 0{,}37$ м³/с, $V_д^{II} v_4 = 0{,}101 \cdot 0{,}73 = 0{,}074$ м³/с.

Холодильный коэффициент теоретический $\varepsilon_т = Q_0/(N_s^{I} + N_s^{II}) = 100/(20{,}28 + 30{,}7) = 1{,}93$.

Пример 4. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием и неполным промежуточным охлаждением по условиям примера 2 (рис. 1.11). Параметры узловых точек приведены в табл. 1.12.

Массовый расход рабочего вещества в ступенях I и II машины: $G_a^{I} = Q_0/q_0 = Q_0/(i_1 - i_{10}) = 100/(1315 - 10) = 0{,}077$ кг/с, $G_a^{II} = G_a^{I}\ (i_8 - i_9)\ /\ (i_8 - i_7) = 0{,}077\ (1351 - 10)\ /\ (1351 - 242) = 0{,}093$ кг/с.

Энтальпия рабочего вещества при всасывании в компрессор ступени II $i_4 = G_a^{I}\ (i_3 - i_8)/G_a^{II} + i_8 = 0{,}077\ (1471 - 1351) : 0{,}093 + 1351 = 1442{,}5$ кДж/кг.

Изоэнтропная мощность компрессоров ступеней I и II: $N_s^{I} = G_a^{I}\ (i_2 - i_1) = 0{,}077\ (1585 - 1315) = 20{,}79$ кВт; $N_s^{II} = G_a^{II}\ (i_5 - i_4) = 0{,}093\ (1790 - 1442{,}5) = 32{,}32$ кВт.

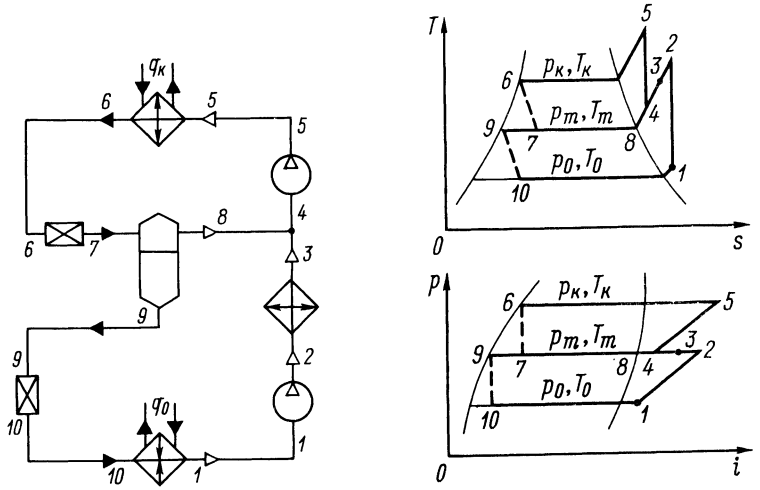


Рис. 1.11. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием и неполным промежуточным охлаждением

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V^{I}_{д} = G^{I}_{a} v_1 = 0{,}077 \cdot 4{,}75 = 0{,}366$ м³/с, $V^{II}_{д} = G^{II}_{a} v_4 = 0{,}093 \cdot 0{,}855 = 0{,}079$ м³/с.

Холодильный коэффициент теоретический $\varepsilon_т = Q_0/(N^{I}_{s} + N^{II}_{s}) = 100/(20{,}79 + 32{,}32) = 1{,}88$.

Пример 5. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием и полным промежуточным охлаждением по условиям примера 2 (рис. 1.12). Параметры узловых точек приведены в табл. 1.13.

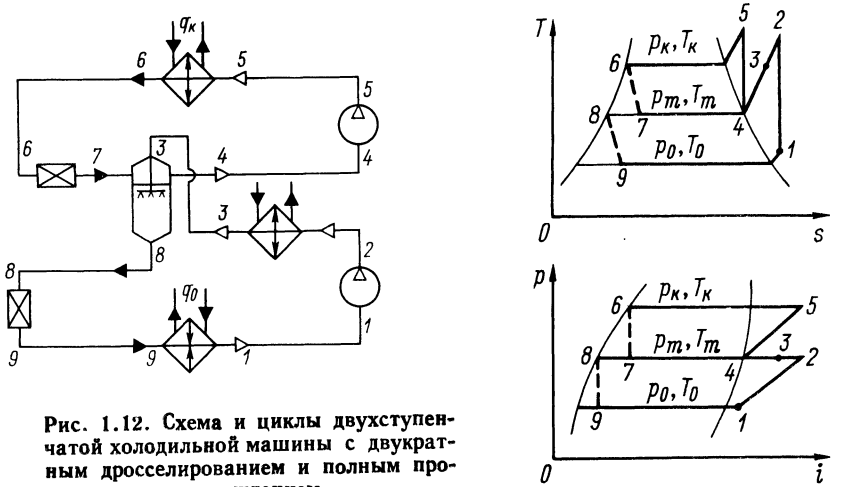


Рис. 1.12. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием и полным промежуточным охлаждением

Таблица 1.13. **Параметры узловых точек**

Параметр	Точки								
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*
p, МПа	0,0218	0,16	0,16	0,16	1,169	1,169	0,16	0,16	0,0218
T, К	223	356	303	249	398	298	249	249	213
i, кДж/кг	1315	1585	1471	1351	1655	242	242	10	10
v, м³/кг	4,75	—	—	0,73	—	—	—	—	—

Массовый расход рабочего вещества в ступенях I и II машины: $G_a^{\mathrm{I}} = Q_0/q_0 = Q_0/(i_1 - i_9) = 100/(1315 - 10) = 0{,}077$ кг/с, $G_a^{\mathrm{II}} = G_a^{\mathrm{I}}(i_3 - i_8)/(i_4 - i_7) = 0{,}077\ (1471 - 10)/(1351 - 242) = 0{,}101$ кг/с.

Изоэнтропная мощность компрессоров ступеней I и II: $N_s^{\mathrm{I}} = G_a^{\mathrm{I}}(i_2 - i_1) = 0{,}077\ (1585 - 1315) = 20{,}79$ кВт, $N_s^{\mathrm{II}} = G_a^{\mathrm{II}}(i_5 - i_4) = 0{,}101\ (1655 - 1351) = 30{,}04$ кВт.

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V_{\mathrm{д}}^{\mathrm{I}} = G_a^{\mathrm{I}} v_1 = 0{,}077 \cdot 4{,}75 = 0{,}366$ м³/с, $V_{\mathrm{д}}^{\mathrm{II}} = G_a^{\mathrm{II}} v_4 = 0{,}101 \cdot 0{,}73 = 0{,}073$ м³/с.

Холодильный коэффициент теоретический $\varepsilon_{\mathrm{т}} = Q_0/(N_s^{\mathrm{I}} + N_s^{\mathrm{II}}) = 100/(20{,}79 + 30{,}04) = 1{,}96$.

Пример 6. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками (рис. 1.13).

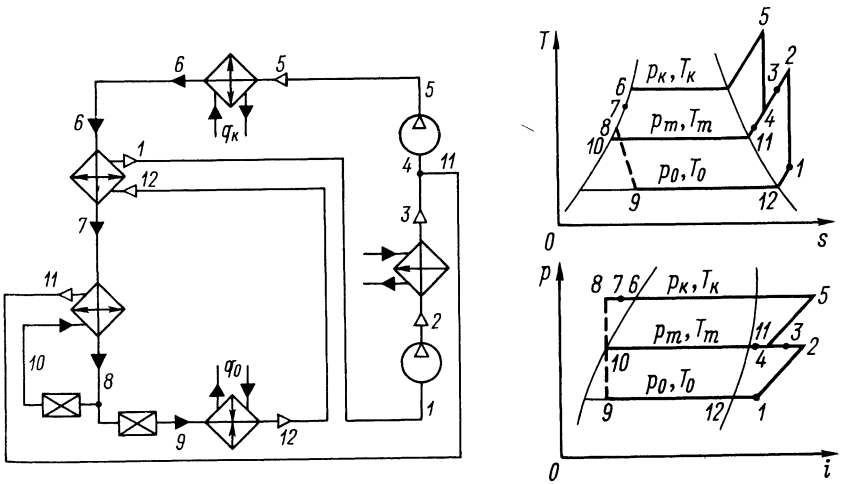


Рис. 1.13. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт	100
Температура, К:	
кипения T_0	213
конденсации $T_к$	303
Рабочее вещество	*R22*

Промежуточное давление

$$p_m = \sqrt{p_к p_0} = \sqrt{1{,}19 \cdot 0{,}0382} = 0{,}213 \text{ МПа}.$$

Параметры узловых точек приведены в табл. 1.14.

Массовый расход рабочего вещества в ступенях I и II:

$$G_a^{\text{I}} = Q_0/q_0 = Q_0/(i_{12} - i_9) = 100/(1015 - 814) = 0{,}497 \text{ кг/с},$$

$$G_a^{\text{II}} = G_a^{\text{I}} \frac{(i_{11} - i_8) - (i_1 - i_{12})}{i_{11} - i_6} =$$

$$= 0{,}497 \frac{(1030 - 814) - (1048 - 1015)}{1030 - 868} = 0{,}627 \text{ кг/с}.$$

Энтальпия рабочего вещества в точках *4* и *7*: $i_4 = G_a^{\text{I}}(i_3 - i_{11})/G_a^{\text{II}} + i_{11} = 0{,}497\ (1064 - 1030)/0{,}627 + 1030 = 1056{,}95$ кДж/кг, $i_7 = i_6 - G_a^{\text{I}}(i_1 - i_{12})/G_a^{\text{II}} = 868 - 0{,}497 \times (1048 - 1015)/0{.}627 = 841{,}87$ кДж/кг.

Изоэнтропная мощность компрессоров ступеней I и II: $N_s^{\text{I}} = G_a^{\text{I}}(i_2 - i_1) = 0{,}497\ (1101 - 1048) = 26{,}34$ кВт, $N_s^{\text{II}} = G_a^{\text{II}}(i_5 - i_4) = 0{,}627\ (1107 - 1056{,}95) = 31{,}38$ кВт.

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V_д^{\text{I}} = G_a^{\text{I}} v_1 = 0{,}497 \cdot 0{,}7 = 0{,}348$ м³/с, $V_д^{\text{II}} = G_a^{\text{II}} v_4 = 0{,}627 \cdot 0{,}124 = 0{,}078$ м³/с.

Холодильный коэффициент теоретический $\varepsilon_т = Q_0/(N_s^{\text{I}} + N_s^{\text{II}}) = 100/(26{,}34 + 31{,}38) = 1{,}733$.

Пример 7. Тепловой расчет двухступенчатой холодильной машины с поджимающим эжектором (рис. 1.14).

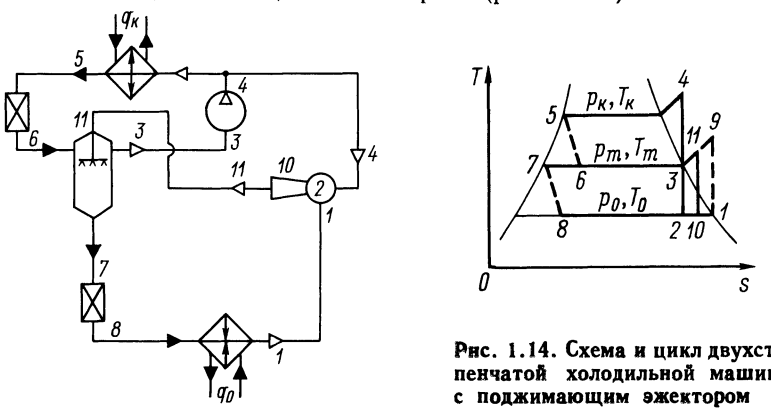


Рис. 1.14. Схема и цикл двухступенчатой холодильной машины с поджимающим эжектором

Таблица 1.14. **Параметры узловых точек**

Параметр	Точки											
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*
p, МПа	0,0382	0,213	0,213	0,213	1,19	1,19	1,19	1,19	0,0382	0,213	0,213	0,0382
T, К	273	355	303	289	375	300	278	255	213	250	251	216
i, кДж/кг	1048	1101	1064	1056,95	1107	868	841,87	814	814	814	1030	1015
v, м^3/кг	0,7	—	—	0,124	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 1.15. **Параметры узловых точек**

Параметр	Точки										
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*
p, МПа	0,056	0,056	0,0955	1,169	1,169	0,0955	0,0955	0,056	0,0955	0,056	0,0955
T, К	233	228	238	425	298	238	238	228	265	228	262,5
i, кДж/кг	1330	1274	1335	1725	242	242	—40	—40	1392,5	Расчетная	1387
v, м^3/кг	—	—	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 1.16. **Параметры узловых точек**

Параметр	Точки									
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*
p, МПа	0,218	0,16	0,16	0,16	0,16	1,169	1,169	0,16	0,16	0,0218
T, К	223	356	303	289	249	398	298	249	249	213
i, кДж/кг	1315	1585	1471	1400,43	1351	1655	242	242	10	10
v, м^3/кг	4,75	—	—	—	0,73	—	—	—	—	—

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт	100
Рабочее вещество	Аммиак
Температура, К:	
конденсации $T_к$	303
кипения	
в испарителе T_0	228
при промежуточном давлении T_m	238
рабочего вещества	
на выходе из испарителя T_1	233
перед дроссельным вентилем T_5	298
Степень повышения давления в диффузоре	1,4—1,8

Параметры узловых точек приведены в табл. 1.15.

Расход рабочего пара, необходимого для поджатия 1 кг холодного пара из испарителя, $a_m = (i_9 - i_1)/(i_4 - i_3) = (1392{,}5 - 1330)/(1725 - 1335) = 0{,}16$ кг/кг.

Состояние пара перед камерой смешения — точка *10* — из уравнения смешения $i_1 + a_m i_2 = (1 + a_m)\, i_{10}$:

$$i_{10} = \frac{i_1 + a_m i_2}{1 + a_m} = \frac{1330 + 0{,}16 \cdot 1274}{1 + 0{,}16} = 1322{,}27 \text{ кДж/кг}.$$

Массовый расход рабочего вещества, проходящего через испаритель,

$$G_a^{\mathrm{I}} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{i_1 - i_8} = \frac{100}{1330 - 40} = 0{,}073 \text{ кг/с}.$$

Массовый расход рабочего пара, поступающего в сопло эжектора, $G_{р.\,п} = a_m G_a^{\mathrm{I}} = 0{,}16 \cdot 0{,}073 = 0{,}0117$ кг/с. Массовый расход рабочего вещества, проходящего через компрессор [46],

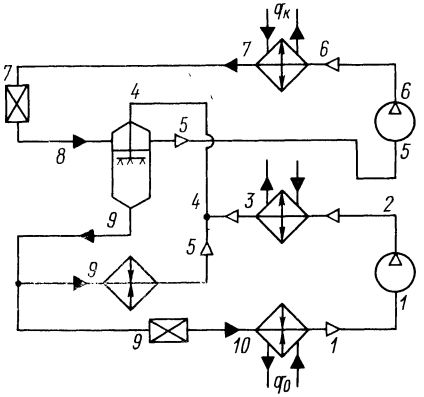
$$G_a^{\mathrm{II}} = \frac{G_a^{\mathrm{I}} \left[(1 + a_m)\, i_{11} - i_7 - a_m i_6\right]}{i_3 - i_6} =$$

$$= \frac{0{,}073\,(1 + 0{,}16)\,1387 + 40 - 0{,}16 \cdot 242}{1335 - 242} = 0{,}1075 \text{ кг/с}.$$

Массовый расход рабочего вещества, проходящего через конденсатор, $G_a^{\mathrm{II}} - G_a^{\mathrm{I}} a_m = 0{,}1075 - 0{,}073 \cdot 0{,}16 = 0{,}0958$ кг/с. Объемный расход рабочего вещества через компрессор $V_д = G_a^{\mathrm{II}} v_3 = 0{,}1075 \cdot 1{,}2 = 0{,}129$ м³/с. Мощность, затрачиваемая теоретическим компрессором, при изоэнтропном процессе сжатия $N_s = G_a^{\mathrm{II}} (i_4 - i_3) = 0{,}1075\ (1725 - 1335) = 41{,}9$ кВт. Теоретический холодильный коэффициент

$$\varepsilon_т = Q_0 / N_s = 100/41{,}9 = 2{,}387.$$

Пример 8. Тепловой расчет по условиям примера 2 двухступенчатой холодильной машины с двумя испарителями, если холодопроизводительность второго испарителя равна 150 кВт (рис. 1.15). Параметры узловых точек приведены в табл. 1.16.



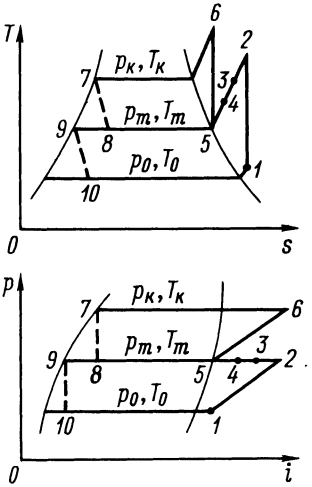


Рис. 1.15. Схема и циклы двухступенчатой холодильной машины с двумя испарителями

Массовый расход рабочего вещества в ступени I: $G_a^{\text{I}} = Q_0/q_0 = Q_0/(i_1 - i_{10}) = 100/(1315 - 10) = 0{,}077$ кг/с. Массовый расход рабочего вещества в промежуточном испарителе: $G_a^{\text{пр}} = Q_0^{\text{пр}}/q_0^{\text{пр}} = Q_0^{\text{пр}}/(i_5 - i_9) = 150/(1351 - 10) = 0{,}11$ кг/с.

Энтальпия в точке *4*

$$i_4 = \frac{G_a^{\text{I}} i_3 + G_a^{\text{пр}} i_5}{G_a^{\text{I}} + G_a^{\text{пр}}} = \frac{0{,}077 \cdot 1471 + 0{,}11 \cdot 1351}{0{,}077 + 0{,}11} = 1400{,}43 \text{ кДж/кг}.$$

Массовый расход рабочего вещества в ступени II: $G_a = (G_a^{\text{I}} + G_a^{\text{пр}})(i_4 - i_9)/(i_5 - i_7) = (0{,}077 + 0{,}11)(1400{,}43 - 10)/(1351 - 242) = 0{,}242$ кг/с.

Изоэнтропная мощность компрессоров ступеней I и II: $N_s^{\text{I}} = G_a^{\text{I}}(i_2 - i_1) = 0{,}077\ (1585 - 1315) = 20{,}79$ кВт, $N_s^{\text{II}} = G_a^{\text{II}}(i_6 - i_5) = 0{,}242\ (1655 - 1351) = 73{,}57$ кВт.

Действительная объемная производительность компрессоров ступеней I и II: $V_{\text{д}}^{\text{I}} = G_a^{\text{I}} v_1 = 0{,}077 \cdot 4{,}75 = 0{,}366$ м³/с, $V_{\text{д}}^{\text{II}} = G_a^{\text{II}} v_5 = 0{,}242 \cdot 0{,}73 = 0{,}177$ м³/с.

Пример 9. Тепловой расчет по условиям примера 2 трехступенчатой холодильной машины (рис. 1.16).

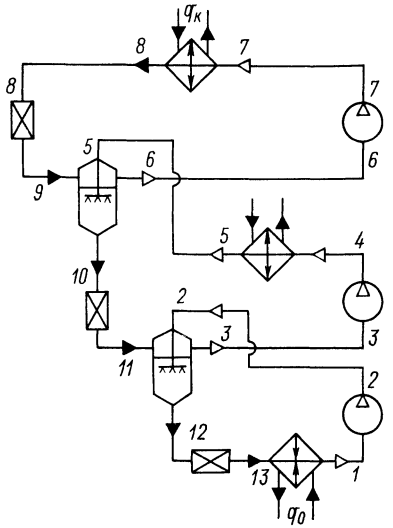
Промежуточные давления:

$$p_m = \sqrt[3]{p_к^2 p_0} = \sqrt[3]{1{,}169^2 \cdot 0{,}0218} = 0{,}31 \text{ МПа};$$

$$p'_m = \sqrt[3]{p_к p_0^2} = \sqrt[3]{1{,}1692 \cdot 0{,}218^2} = 0{,}032 \text{ МПа}.$$

Параметры узловых точек приведены в табл. 1.17.

Массовый расход рабочего вещества в ступенях: $G_a^{\text{I}} = Q_0/q_0 = Q_0/(i_1 - i_{13}) = 100/[1315 - (-50)] = 0{,}073$ кг/с; $G_a^{\text{II}} = G_a^{\text{I}}(i_2 -$



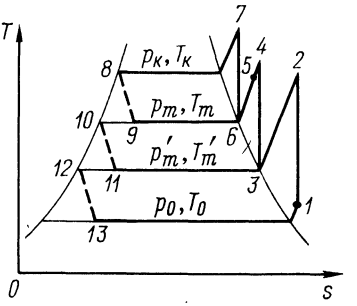


Рис. 1.16. Схема и цикл трехступенчатой холодильной машины

$- i_{12})/(i_3 - i_{11}) = 0{,}073\ (1477 + 50)/(1330 - 80) = 0{,}089$ кг/с; $G_a^{III} = G_a^{II}\ (i_5 - i_{10})/(i_6 - i_9) = 0{,}089\ (1461 - 80)/(1369 - 242) = 0{,}106$ кг/с.

Изоэнтропная мощность в ступенях: $N_s^I = G_a^I\ (i_2 - i_1) = 0{,}073\ (1477 - 1315) = 11{,}83$ кВт; $N_s^{II} = G_a^{II}\ (i_4 - i_3) = 0{,}089\ (1500 - 1330) = 15{,}13$ кВт; $N_s^{III} = G_a^{III} = (i_7 - i_6) = 0{,}105\ (1560 - 1369) = 20{,}06$ кВт.

Действительная объемная производительность ступеней: $V_д^I = G_a^I v_1 = 0{,}073 \cdot 4{,}75 = 0{,}347$ м³/с; $V_д^{II} = G_a^{II} v_3 = 0{,}089 \cdot 1{,}36 = 0{,}121$ м³/с; $V_д^{III} = G_a^{III} v_6 = 1{,}105 \cdot 0{,}4 = 0{,}442$ м³/с.

Холодильный коэффициент теоретический $\varepsilon_т = Q_0/(N_s^I + N_s^{II} + N_s^{III}) = 100/(11{,}83 + 15{,}13 + 20{,}06) = 2{,}13$.

Пример 10. Тепловой расчет трехступенчатой холодильной машины для получения твердой углекислоты (рис. 1.17).

Исходные данные

Температура, К:

окружающей среды $T_{о.с}$	288
конденсации $T_к$	293
сублимации $T_с$	194,1

Промежуточные давления p'_m и p_m выбирают с таким расчетом, чтобы степень повышения давления в ступенях была примерно одинаковой.

Параметры узловых точек приведены в табл. 1.18.

Принимаем массовую долю углекислоты g^{III}, проходящей через ступень III, равной 1 кг/кг; тогда через ступень II пройдет $g^{II} = 1 - x_{10} = 1 - 0{,}34 = 0{,}66$ кг/кг, через ступень I $g^I = (1 - x_{10})(1 - x_{13}) = (1 - 0{,}34)(1 - 0{,}19) = 0{,}5184$ кг/кг.

Таблица 1.17. **Параметры узловых точек**

Параметр	Точки												
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*	*13*
p, МПа	0,0218	0,0822	0,0822	0,31	0,31	0,31	1,169	1,169	0,31	0,31	0,0822	0,0822	0,0218
T, К	223	304	235,5	321	303	264	361	298	264	264	235,5	235,5	213
i, кДж/кг	1315	1477	1330	1500	1461	1369	1560	242	242	80	80	—50	—50
v, м^3/кг	4,75	—	1,36	—	—	0,4	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 1.18. **Параметры узловых точек**

Параметры	Точки								
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*
p, МПа	$0_6$0981	0,05886	0,5886	0,5886	1,962	1,962	1,962	5,734	5,734
T, К	249	366	288	271	354,5	288	275	350,5	293
i, кДж/кг	688,15	786,88	716,07	703,27	768,02	698,05	683,62	735,3	769,3
v, м^3/кг	0,47	—	—	0,06	—	—	0,014	—	—
x, кг/кг	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Параметры	Точки									
	10	*11*	*12*	*13*	*14*	*15*	*16*	*17*	*18*	*19*
p, МПа	1,962	1,962	1,962	0,5886	0,5886	0,5886	0,0981	0,0981	0,0981	0,0981
T, К	253	253	253	219	219	219	194,1	194,1	194,1	288
i, кДж/кг	769,3	655,73	353,32	353,32	649,03	306,7	306,7	641,07	71,23	720,68
v, м^3/кг	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
x, кг/кг	0,34	—	—	0,19	—	—	0,41	—	—	—

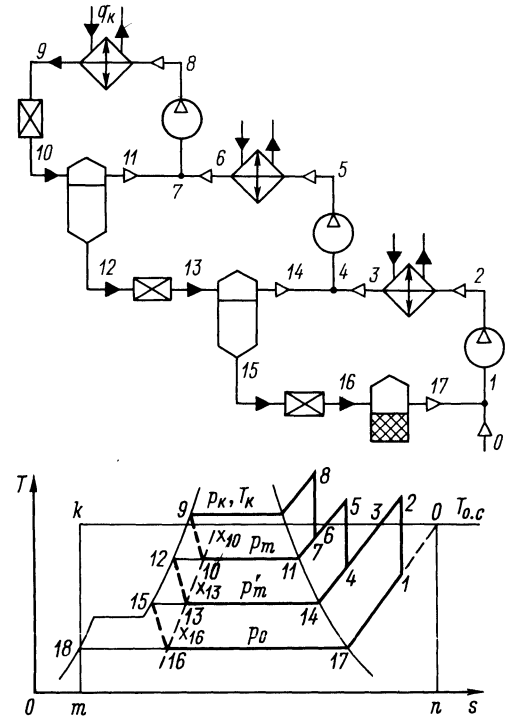


Рис. 1.17. Схема и цикл холодильной машины для получения твердой углекислоты

Энтальпия рабочего вещества на всасывании в компрессоры ступеней I, II и III: $i_1 = i_0 - x_{16}(i_0 - i_{17}) = 720{,}68 - 0{,}41 \times (720{,}68 - 641{,}07) = 688{,}15$ кДж/кг, $i_4 = i_3(1 - x_{13}) + x_{13}i_{14} = 716{,}07(1 - 0{,}19) + 0{,}19 \times 649{,}03 = 703{,}27$ кДж/кг; $i_7 = i_{11}x_{10} + (1 - x_0) \times i_6 = 0{,}34 \cdot 655{,}73 + (1 - 0{,}34)\ 698{,}05 = 683{,}62$ кДж/кг.

Удельная изоэнтропная работа компрессоров ступеней I, II и III: $l_s^I = g^I(i_2 - i_1) = 0{,}5184 \times (786{,}88 - 688{,}15) = 53{,}8$ кДж/кг; $l_s^{II} = g^{II} \times (i_5 - i_4) = 0{,}66\ (768{,}02 - 703{,}27) = 42{,}75$ кДж/кг; $l_s^{III} = i_8 - i_7 = 735{,}3 - 683{,}62 = 51{,}68$ кДж/кг.

Массовая доля твердой углекислоты, полученной в машине, $g_{CO_2} = (1 - x_{10})(1 - x_{13})(1 - x_{16}) = (1 - 0{,}34)\ (1 - 0{,}19) \times (1 - 0{,}41) = 0{,}306$ кг/кг. Масса углекислоты, приходящейся на 1 кДж/кг затраченной работы, $M = g_{CO_2}/(l_s^I + l_s^{II} + l_s^{III}) = 0{,}306/(53{,}8 + 42{,}75 + 51{,}68) = 0{,}00213$ кДж/кг.

Минимальная работа, затраченная на получение 1 кг твердой углекислоты в обратимом цикле *17—0—k—18*, $l_{min} = (s_0 - s_m)\ T_{о.с} - (i_0 - i_{18}) = (5{,}924 - 2{,}694)\ 288 - (320{,}68 - 71{,}23) = 279$ кДж/кг. Тогда $M_{max} = 1/l_{min} = 1/279 = 0{,}00358$ кДж/кг. Степень обратимости цикла $\eta_{об} = M/M_{max} = 0{,}00213/0{,}00358 = 0{,}5871$.

1.4. ПАРОВЫЕ КАСКАДНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Пример 1. Тепловой расчет каскадной холодильной машины (рис. 1.18).

Исходные данные

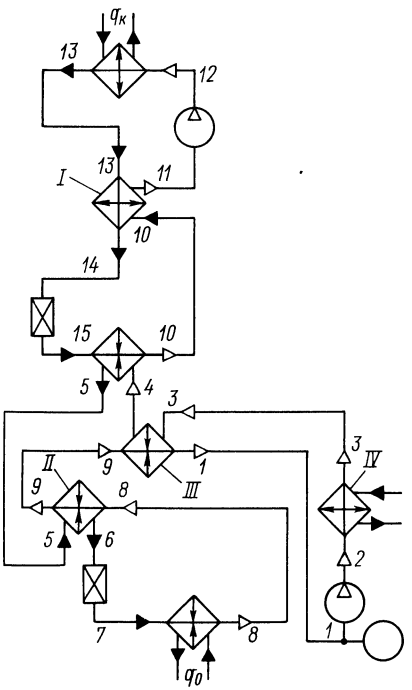
Холодопроизводительность Q_0, кВт	10
Температура в ветви каскада, К:	
кипения в нижней $T_0^н$	193
конденсации в верхней $T_к^в$	303

Рабочее вещество ветви каскада:
нижней *R*13
верхней *R*22

В нижней и верхней ветвях каскада одноступенчатые машины. Температуру конденсации рабочего вещества в нижней ветви каскада $T_к^н$ и температуру кипения рабочего вещества в верхней ветви каскада $T_0^в$ выбирают из условия равенства степеней повышения давления в компрессорах в нижней и верхней ветвях каскадов, и разность температур $T_0^в - T_к^н = 5 \div 10$ К. Параметры узловых точек определяют по таблицам состояния рабочего вещества (табл. 1.19).

Состояние рабочего вещества в точке *9* определяют из условия подогрева его в теплообменнике *II* до 223—233 К. В теплообменнике *III* (точка *1*) хладон *R*13 нагревается до температуры 273—258 К. Температуру рабочего вещества в точке *3* находят по условиям недорекуперации в теплообменнике *IV* (5—10 К). Подогрев рабочего вещества в верхней ветви каскада в регенеративном теплообменнике *I* (процесс *10—11*) выбирают равным 20—30 К.

Состояние рабочего вещества в точках *4*, *6*, *14* определяют по тепловым балансам теплообменников: $i_4 = i_3 - (i_1 - i_9) = 1072{,}5 - (1046{,}5 - 1029) = 1055$ кДж/кг, $i_6 = i_5 - (i_9 - i_8) = 908{,}5 - (1029 - 1006{,}3) = 886$ кДж/кг, $i_{14} = i_{13} - (i_{11} - i_{10}) = 871{,}5 - (1038{,}5 - 1025) = 858$ кДж/кг.



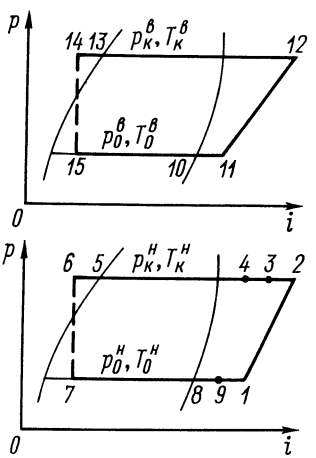


Рис. 1.18. Схема и циклы каскадной холодильной машины

Таблица 1.19. Параметры узловых точек

Параметры	Точки							
	1	2	3	4	5	6	7	8
p, МПа	0,11	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,11	0,11
T, К	263	345	313	288	245	223	193	193
i, кДж/кг	1046,5	1096	1072,5	1055	908,5	886	886	1006,5
v, м³/кг	0,19	—	—	—	—	—	—	—

Параметры	Точки						
	9	10	11	12	13	14	15
p, МПа	0,11	0,145	0,145	1,1908	1,1908	1,1908	0,145
T, К	233	240	260	363	303	293	240
i, кДж/кг	1029	1025	1038,5	1097	871,5	858	858
v, м³/кг	—	—	0,16	—	—	—	—

Удельная массовая холодопроизводительность нижней ветви каскада $q_0^н = i_8 - i_7 = 1006{,}5 - 886{,}0 = 120{,}5$ кДж/кг. Удельная массовая холодопроизводительность верхней ветви каскада $q_0^в = i_{10} - i_{15} = 1025 - 858 = 167$ кДж/кг.

Испаритель верхней ветви каскада отводит от рабочего вещества нижней ветви каскада удельную массовую теплоту $q^н = i_4 - i_5 = 1055{,}0 - 908{,}5 = 146{,}5$ кДж/кг.

Массовый расход рабочего вещества нижней ветви каскада $G_a^н = Q_0/q_0 = 10/120{,}5 = 0{,}083$ кг/с. Массовый расход хладона $R22$, приходящийся на 1 кг хладона $R13$, $\mu = q^н/q_0^в = 146{,}5/167 = 0{,}877$ кг/кг. Массовый расход рабочего вещества верхней ветви каскада $G_a^в = \mu G_a^н = 0{,}877 \cdot 0{,}083 = 0{,}073$ кг/с.

Объемная производительность компрессоров нижней и верхней ветвей каскада: $V_д^н = G_a^н v_1 = 0{,}083 \cdot 0{,}19 = 15{,}77 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $V_д^в = G_a^в v_{11} = 0{,}073 \cdot 0{,}16 = 11{,}68 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Изоэнтропная мощность компрессоров нижней и верхней ветвей каскада: $N_s^н = G_a^н l_s^н = G_a^н (i_2 - i_1) = 0{,}083$ (1096 — — 1046,5) = 4,14 кВт, $N_s^в = G_a^в l_s^в = G_a^в (i_{12} - i_{11}) = 0{,}073$ (1097 — — 1038,5) = 4,27 кВт.

Теоретический холодильный коэффициент $\varepsilon_т = Q_0/(N_s^н + N_s^в) = 10/(4{,}14 + 4{,}27) = 1{,}19$.

1.5. ГАЗОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Пример 1. Расчет цикла газовой (воздушной) холодильной машины, обеспечивающей подачу холодного воздуха для осуществления рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания при его низкотемпературных испытаниях. Теплота, выделяемая

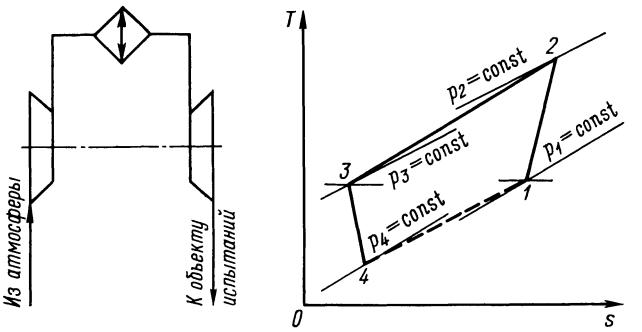


Рис. 1.19. Схема и цикл в s—T диаграмме нерегенеративной газовой холодильной машины

двигателем, и теплопритоки из окружающей среды в камеру испытаний отводятся специальной холодильной машиной. Газовая холодильная машина работает по разомкнутому нерегенеративному циклу (рис. 1.19).

Исходные данные

Объем холодного воздуха, подаваемого в тепловой двигатель, $G_д$ (GD) *, кг/с	3,96
Температура воздуха, К:	
холодного T_4 (T4)	229
на входе в компрессор (воздуха окружающей среды) T_1 (T1)	393
Относительная влажность воздуха на входе в компрессор φ_1 (F1)	0,9
Давление воздуха на входе в компрессор p_1 (P1), МПа	0,10133
Температура охлаждающей воды T_w (TW), К	288

Принятые величины

Газовая постоянная, Дж/(кг·К):	
сухого воздуха $R_{с.в}$ (RCB)	287
водяного пара R_w (RW)	462
Показатель изоэнтропы воздуха k (K)	1,4
Изоэнтропный КПД:	
детандера $\eta_{эд}$ (TEAД)	0,83
компрессора $\eta_{эк}$ (TEAK)	0,77
Коэффициент восстановления полного давления:	
в трубопроводе $\sigma_{тр}$ (GTR)	0,995
» газоохладителе $\sigma_{г.охл}$ (GKX)	0,98
Давление воздуха после детандера p_4 (P4), МПа	0,1095
Механический КПД:	
компрессора $\eta_{м.к}$ (TEMK)	0,99
детандера (включая мощность трения дисков) $\eta_{м.д}$ (TEMD)	0,99
Недорекуперация в газоохладителе ΔT (DT), К	5

* В скобках записаны идентификаторы, определяющие эти величины в программе, приведенной ниже.

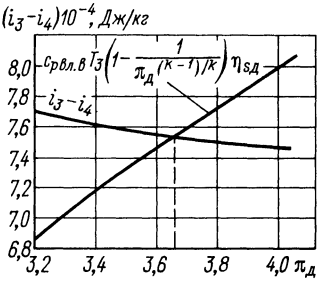


Рис. 1.20. Определение расчетной точки графоаналитическим методом

Расчет цикла ведется в следующей последовательности.

Температура воздуха на входе в детандер (Т3) $T_3 = T_w + \Delta T = 288 + 5 = 293$ К.

Давление сухого насыщенного пара воды, соответствующее значениям температуры воздуха: на входе в детандер (PW3) $p''_{w3} = 0{,}00234$ МПа, на выходе из детандера (PW4) $p''_{w4} = 7{,}24 \cdot 10^{-6}$ МПа, на входе в компрессор (PW11) $p''_{w1} = 0{,}00234$ МПа (по таблицам водяного пара). Парциальное давление водяного пара в воздухе, всасываемом в компрессор, (PW1) $p_{w1} = \varphi_1 p''_{w1} = 0{,}9 \cdot 0{,}00234 = 0{,}002106$ МПа. Степень расширения детандера $\pi_д$ (РД) определяется из уравнения

$$l_д = i_3 - i_4 = c_{p\,вл.\,в} T_3 \left(1 - 1/\pi_д^{(k-1)/k}\right) \eta_{sд}, \qquad (1.1)$$

где $i_3 = c_p t_3 + d_3 (2{,}5 \cdot 10^6 + 1930 t_3)$ — энтальпия влажного воздуха при входе в детандер (в предположении, что воздух не несет с собой капельной влаги) (I3), Дж/кг; $i_4 = c_p t_4 + d_4 (2{,}5 \times 10^6 + 1930 t_4) - (d_3 - d_4)(335 \cdot 10^3 - 2090 t_4)$ — энтальпия влажного воздуха после детандера (в предположении, что вся выпавшая влага в процессе расширения превратилась в лед) (I4), Дж/кг; $c_{p\,вл.\,в} = R_{вл.\,в}\, k/(k-1)$ — теплоемкость влажного воздуха (при $k_{вл.\,в} = k_{с.\,в} = k$) (СРВВ), Дж/(кг·К); $d_3 = 0{,}622\, p''_{w3}/(p_3 - p''_{w3})$ — влагосодержание воздуха при входе в детандер (D3), кг/кг; $d_4 = 0{,}622 p''_{w4}/(p_4 - p''_{w4})$ — влагосодержание влажного воздуха после детандера (D4), кг/кг; $R_{вл.\,в} = (R_{с.\,в} + d_3 R_w)/(1 + d_3)$ — газовая постоянная влажного воздуха при входе в детандер (RBB), Дж/(кг·К); $c_p = R_{с.\,в}\, k/(k-1) = 287 \cdot 1{,}4/(1{,}4 - 1) = 1005$ Дж/(кг·К) — теплоемкость сухого воздуха (СР).

Уравнение (1.1) нелинейное. Решить его можно методом последовательных приближений или графоаналитическим методом. Значения левой и правой частей уравнения (1.1) в зависимости от принятых значений $\pi_д$ приведены в табл. 1.20. Согласно графику на рис. 1.20 необходимая степень расширения детандера $\pi_д = 3{,}66$.

Давление воздуха перед детандером (Р3) $p_3 = 0{,}1095 \times 3{,}66 = 0{,}4$ МПа.

Влагосодержание воздуха перед детандером (D3) $d_3 = 0{,}622\, p''_{w_3}/(p_3 - p''_{w_3}) = 0{,}622 \cdot 0{,}00234/(0{,}4 - 0{,}00234) = 3{,}66 \cdot 10^{-3}$ кг/кг.

Давление воздуха за компрессором (Р2) $p_2 = p_3/(\sigma_{тр}\sigma_{г.\,охл}) = 0{,}4/(0{,}98 \cdot 0{,}995) = 0{,}41$ МПа.

Степень повышения давления в компрессоре (РК) $\pi_к = p_2/p_1 = 0{,}41/0{,}10133 = 4{,}04$.

Таблица 1.20. К определению степени расширения детандера

Расчетная формула или обозначение	Вычисленные значения при $\pi_д$				
	3,2	3,4	3,6	3,8	4
p_3, МПа	0,3504	0,3723	0,394	0,416	0,438
$d_3 \times 10^3$, кг/кг	4,18	3,93	3,71	3,52	3,34
$d_4 \times 10^5$, кг/кг	4,11	4,11	4,11	4,11	4,11
$(d_3 - d_4)\ 10^3$, кг/кг	4,139	3,889	3,669	3,489	3,299
i_3, Дж/кг	30 711	30 090	29 520	29 030	28 570
i_4, Дж/кг	—46 009	—45 902	—45 807	—45 730	—45 649
$l_д = i_3 - i_4$, Дж/кг	76 720	75 992	75 327	74 760	74 219
$R_{вл.\ в}$, Дж/(кг·К)	287,72	287,68	287,65	287,62	287,58
$c_{p\ вл.\ в}$, Дж/(кг·К)	1 007	1006,9	1006,8	1006,7	1006,6
$l_д = c_{p\ вл.\ в} \times$ $\times T_3\left(1 - \frac{1}{\pi_д^{(k-1)/k}}\right)\eta_{зд}$	68 890	72 003	74 825	77 522	80 012

Влагосодержание воздуха перед компрессором (D1) $d_1 = 0{,}622 p_{w1}/(p_1 - p_{w1}) = 0{,}622 \cdot 0{,}002106/(0{,}10133 - 0{,}002106) = 12{,}55$ кг/кг.

Масса воздуха, проходящего через компрессор (GK), $G_к = G_д/(1 - (d_1 - d_3)) = 3{,}96/(1 - (12{,}56 \cdot 10^{-3} - 3{,}66 \cdot 10^{-3})) = 4$ кг/с.

Масса влаги, выпадающей в газоохладителе (DG), $\Delta G = G_к - G_д = 4 - 3{,}96 = 0{,}04$ кг/с.

Газовая постоянная влажного воздуха (CPBB) $R_{вл.\ в} = (R_{с.\ в} + d_3 R_w)/(1 + d_3) = (287 + 3{,}66 \cdot 10^{-3} \cdot 462)/(1 + 3{,}66 \times 10^{-3}) = 288$ Дж/(кг·К).

Теплоемкость влажного воздуха (CPBB) $c_{p\ вл.\ в} = R_{вл.\ в}\, k/(k - 1) = 288 \cdot 1{,}4/(1{,}4 - 1) = 1007$ Дж/(кг·К).

Удельная работа детандера (LD) $l_д = c_{p\ вл.\ в} T_3 (1 - 1/\pi_д^{(k-1)/k})\ \eta_{зд} = 1006{,}8 \cdot 293\ (1 - 1/3{,}66^{(1{,}4-1)/1{,}4})\ 0{,}83 = 76\ 770$ Дж/кг.

Эффективная мощность детандера (NED) $N_{ед} = G_д (i_3 - i_4) \times \eta_{м.\ д} = 3{,}96 \cdot 76{,}77 \cdot 0{,}99 = 301$ кВт.

Эффективная мощность компрессора (NEK) $N_{ек} = G_к (i_2 - i_1)/\eta_{мк} = G_к c_{p\ вл.\ в} T_1 (\pi_к^{(k-1)/k} - 1)/(\eta_{мк}\eta_{зк}) = 4 \cdot 1007 \cdot 293 \times (4{,}04^{(1{,}4-1)/1{,}4} - 1)/(0{,}99 \cdot 0{,}77) = 759$ кВт.

Мощность привода (NPP) $N_{пр} = (N_{ек} - N_{ед})/\eta = (759 - 301)/0{,}98 = 467$ кВт.

Условный холодильный коэффициент (EUCL) $\varepsilon_{усл} = G_д \times c_{p\ вл.\ в} (T_1 - T_4)/N_{пр} = 3{,}96 \cdot 1007\ (293 - 229)/(467 \cdot 10^3) = 0{,}546$. Холодильный коэффициент $\varepsilon_{усл}$ назван условным, так как газовая холодильная машина работает по разомкнутому циклу и весь холодный воздух при $T_4 = 228$ К потребляется тепловым двигателем, на который она работает.

При решении данной задачи на ЭВМ может быть использована программа, приведенная ниже.

```
0001        REAL K,I3,I4,LD,NED,
           *NEK,NPP
0002        READ 1,GD,T4,T1,F1,P1,TW,RCB,RW
0003      1 FORMAT(8F10.3)
0004        TEMP=0.98
0005        READ 1,K,TEAD,TEAK,GTP,GKX,P4,TEMD,
           *TEMK
0006        READ 1,PW3,PW4,PW1,DT
0007        CALL XMNV(GD,T1,P1,
           *F1,PW1,T4,RCB,RW,
           *PW4,P4
           *PD,
           *TEMP,
           *K,TEAD,TEAK,TEMD,TEMK,TW,DT
           *PW3,
           *GTP,GKX,
           *P3,D3,D4,I3,I4,RBB,CPB,P2,LD,CP,PW,
           *PK,D1,GK,NED,NEK,NPP,EYCL,DG)
0008        PRINT 2,PD
0009        PRINT 2,P3,D3,D4,I3,I4,RBB,CPB,P2,LD,
           *CP
0010        PRINT 2,PW,PK,D1,GK,NED,NEK,NPP,EYCL,
           *DG
0011      2 FORMAT(1X,10E12.5)
0012 C      ОПЕРАТОРЫ 2...6 ОБЕСПЕЧИВАЮТ ВВОД ИС
           *ХОДНЫХ ДАННЫХ
0013 C      ОПЕРАТОР 7 ОБРАЩЕНИЕ К ПОДПРОГРАММЕ
           *XMNV
0014 C      ОПЕРАТОРЫ 8...11 ОБЕСПЕЧИВАЮТ ВЫВОД
           *РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА
0015        END
```

```
0001        SUBROUTINE HMNV(GD,T1,P1,
           *F1,PW11,T4,P4,RCB,RW,
           *PW4,
           *PD,
           *TEMP,
           *K,TEAD,TEAK,TEMD,TEMK,TW,DT,
           *PW3,
           *GTP,GKX,
           *P3,D3,D4,I3,I4,RBB,CPBB,P2,LD,CP,PW1,
           *PK,D1,GK,NED,NEK,NPP,EYCL,DG)
0002 C      ПОДПРОГРАММА XMNV ВЫПОЛНЯЕТ РАСЧЕТ
           *ПАРАМЕТРОВ
0003 C      ЦИКЛА ГХМ ПО УРАВНЕНИЯМ, ПРИВЕДЕННЫМ В
           *П. 1-6
0004 C      ПРИМЕРА
0005        REAL I3,I4,LD1,K,LD,NED,NEK,NPP
0006        REAL I31,I41
0007        T3=TW*DT
0008        PD1=1.
0009 C      В ОПЕРАТОРЕ 8 ПРЕДВАРИТЕЛЬНО ЗАДАЕТСЯ
0010 C      СТЕПЕНЬ РАСШИРЕНИЯ ДЕТАНДЕРА.
0011        C1=2.5*10**6
0012        C2=335*10**3
0013        E=0.0001
0014        PW1=F1*PW11
0015        TC=273.15
0016        T3C=T3-TC
0017        T4C=T4-TC
0018        CP=K/(K-1)*RCB
0019      2 CONTINUE
0020        PD=PD1
```

```
0021        P3=P4*PD
0022        D3=0.622*PW3/(P3-PW3)
0023        D4=0.622*PW4/(P4-PW4)
0024        I3=CP*T3C+D3*(C1+1930*T3C)
0025        I4=CP*T4C+D4*(C1+1930*T4C)-
           *(D3-D4)*(C2-2090*T4C)
0026        LD1=I3-I4
0027        RBB=(RCB+D3*RW)/(1+D3)
0028        CPBB=K*RBB/(K-1)
0029        LD=CPBB*T3*(1-1./PD**((K-1)/K))*TEAD
0030        D31=-D3*P4/(P3-PW3)
0031        I31=(C1+1930*T3C)*D31
0032        I41=-D31*(C2-2090*T4C)
0033        CPBB1=D31*K/(K-1)*(RW-RCB)/(1+D3)**2
0034        F=LD-LD1
0035        F1=I41-I31+CPBB1*LD/CPBB+
           *CPBB*T3*TEAD*(K-1)/K*PD**((1-2*K)/K)
0036        IF(ABS(PD-PD1).GE.E) GO TO 2
0037 C      ОПЕРАТОР 36 ВЫПОЛНЯЕТ СОПОСТАВЛЕНИЕ
           *ЗАДАННОЙ И
0038 C      ОПРЕДЕЛЕННОЙ СТЕПЕНИ РАСШИРЕНИЯ ДЕТАН
           *ДЕРА,ПРИ
0039 C      ИХ СОВПАДЕНИИ С ЗАДАННОЙ ТОЧНОСТЬЮ Е
           *ОПРЕДЕЛЯЮТСЯ
0040 C      ПАРАМЕТРЫ ГХМ ПО П.7...18 ПРИМЕРА.
0041        P2=P3/(GTP*GKX)
0042        PK=P2/P1
0043        D1=0.622*PW1/(P1-PW1)
0044        GK=GD(1-(D1-D3))
0045        DG=GK-GD
0046        NED=GD*(I3-I4)*TEMD
0047        NEK=GK*CPBB*T1*(PK**((K-1)/K)-1)/(TEMK
```

```
     **TEAK)
0048      NPP=(NEK-NED)/TEMP
0049      EYCL=GD*CPBB*(T1-T4)/(NEK-NED)
0050      RETURN
0051      END
```

Пример 2. Расчет газовой (воздушной) холодильной машины, работающей по регенеративному податмосферному циклу, для термообработки стали (рис. 1.21).

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0, кВт	50
Температура, К:	
воздуха при выходе из камеры T_5	193
окружающей среды T_3	293

Принятые величины

Показатель изоэнтропы воздуха k	1,4
Газовая постоянная воздуха R, Дж/(кг·К)	287
Теплоемкость воздуха c_p, Дж/(кг·К)	1005
Недорекуперация в регенераторах ΔT, К	3
Коэффициент восстановления полного давления:	
в регенераторе $\sigma_р$	0,98
» трубопроводах $\sigma_{тр}$	0,995
» камере $\sigma_к$	0,98
Изоэнтропный КПД:	
детандера $\eta_{зд}$	0,87
компрессора $\eta_{зк}$	0,85
Механический КПД:	
детандера, включая мощность трения дисков, $\eta_{м.д}$	0,98
компрессора $\eta_{м.к}$	0,98
привода $\eta_{м.пр}$	0,97

Расчет цикла (для сухого воздуха) ведется следующим образом. Оптимальная степень повышения давления в компрессоре определяется по наибольшему значению холодильного коэффициента. Холодильный коэффициент в зависимости от степени повышения давления в компрессоре $\pi_к$ может быть определен по уравнению В. С. Мартыновского, в котором абсолютные падения давления в элементах машины Δp заменены коэффициентами восстановления полного давления σ, равными отношению полных давлений на входе и выходе в каждый из элементов:

$$\varepsilon_д = q_0/(l_к - l_д) = (i_5 - i_4)/((i_2 - i_1) - (i_5 - i_6)) =$$
$$= (T_5 - T_4)/((T_2 - T_1) - (T_5 - T_6)) =$$
$$= \frac{\eta_{зд}\left(1 - \left(\pi_к \sigma_{тр} \sigma_р^2 \sigma_к\right)^{(1-k)/k}\right) - \Delta T_р/T_5}{\left(T_3 - \Delta T_р\right)\left(\pi_к^{(k-1)/k} - 1\right)/\left(T_5 \eta_{зк}\right) - \eta_{зд}\left(1 - \left(\pi_к \sigma_{тр} \sigma_р^2 \sigma_к\right)^{(1-k)/k}\right)}.$$

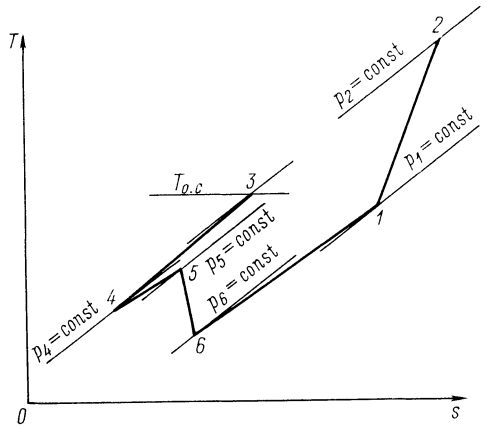


Рис. 1.21. Цикл в s—T диаграмме регенеративной газовой холодильной машины

Результаты расчетов приведены в табл. 1.21.

Максимальному холодильному коэффициенту $\varepsilon_д = 0{,}546$ соответствует степень повышения давления $\pi_к = 1{,}9$.

Температура воздуха при выходе из детандера $T_6 = T_5 [1 - \eta_{зд} (1 - \pi_к \sigma_{тр} \sigma_р^2 \sigma_к)^{(1-k)/k}] = 193 [1 - 0{,}87 (1 - 1{,}9 \cdot 0{,}98 \times 0{,}995^2 \times 0{,}98)^{(1-1{,}4)/1{,}4}] = 166{,}9$ К.

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_5 - i_4 = c_p (T_5 - T_4) = c_p [T_5 - (T_6 + \Delta T_р)] = 1005 [193 - (166{,}9 + 3)] = 1005 \cdot 23{,}1 = 23\,216$ Дж/кг.

Расход воздуха $G = Q_0/q_0 = 50 \cdot 10^3/23\,216 = 2{,}15$ кг/с.

Эффективная мощность компрессора $N_{ек} = G (i_2 - i_1)/\eta_{м.к} = Gc_p (T_2 - T_1)/\eta_{м.к} = Gc_p T_1 (\pi_к^{(k-1)/k} - 1)/(\eta_{м.к} \eta_{зк}) = Gc_p (T_3 - \Delta T_р) (\pi_к^{(k-1)/k} - 1)/(\eta_{м.к} \eta_{зк}) = 2{,}15 \cdot 1005 (293 - 3) (1{,}9^{(1,4-1)/1,4} - 1)/(0{,}98 \cdot 0{,}85) = 151{,}5$ кВт. Эффективная мощность детандера $N_{ед} = G (i_5 - i_6) \eta_{м.д} = Gc_p (T_5 - T_6) \times \eta_{м.д} = 2{,}15 \cdot 1005 (193 - 166{,}9)\, 0{,}98 = 56{,}4$ кВт.

Мощность привода $N_{пр} = (N_{ек} - N_{ед})/\eta_{м.пр} = (151{,}5 - 56{,}4)/0{,}97 = 98$ кВт.

Таблица 1.21. **Основные расчетные величины**

Расчетные формулы	Значения $\pi_к$				
	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1
$A = \pi_к \sigma_{тр} \sigma_р^2 \sigma_к$	1,616	1,711	1,807	1,902	1,997
$B = \eta_{зд} (1 - A^{(1-k)/k})$	0,1115	0,1238	0,1353	0,1459	0,156
$C = B - \Delta T_р/T_5$	0,096	0,1083	0,1197	0,1304	0,1404
$D = \pi_к^{(k-1)/k} - 1$	0,1637	0,1829	0,2013	0,219	0,236
$E = (T_3 - \Delta T_р) D/(T_5 \eta_{зк})$	0,2894	0,3233	0,3546	0,3858	0,416
$\varepsilon_д = C/(E - B)$	0,5398	0,5429	0,5458	0,5436	0,54

Пример 3. Расчет цикла газовой холодильной машины (ГХМ) с вымораживанием диоксида углерода из дымовых газов в процессе расширения в детандере.

Исходные данные

Объемная производительность компрессора $V_к$, кг/с	1,7
Степень повышения давления в компрессоре $\pi_к$	2,3
Степень понижения давления в детандере $\pi_д$	2,0
Дымовые газы на входе в компрессор:	
температура T_1, К	313
давление p_1, кПа	101
Начальное содержание диоксида углерода $r_{д.у(1)}$, % (об.)	7,6
Начальная относительная влажность дымовых газов φ_1	1,0
Температура охлаждающей воды $T_{ж}$, К	287

Принятые величины

Изоэнтропный КПД:	
компрессора $\eta_{sк}$	0,82
детандера $\eta_{sд}$	0,80
Механический КПД:	
компрессора $\eta_{м.к}$	0,985
детандера $\eta_{м.д}$	0,985
привода $\eta_{м.пр}$	0,97
Коэффициенты восстановления полного давления:	
в водяном теплообменнике $\sigma_{в.т}$	0,995
» трубопроводах $\sigma_{тр}$	0,995
» регенераторах $\sigma_р$	0,986
Недорекуперация в водяном теплообменнике ΔT, К	5
Подогрев воды в теплообменнике $\Delta T_{ж}$, К	8

Допущения при расчете: физические параметры компонентов газовой смеси в процессе ее сжатия и расширения принимаются постоянными и определяются по состоянию на входе в компрессор и детандер; в качестве компонентов газовой смеси приняты азот, диоксид углерода и водяные пары.

Схема и условный цикл в s—T диаграмме ГХМ с вымораживанием диоксида углерода показаны на рис. 1.22.

Параметры газовой смеси на входе в компрессор:

парциальное давление водяных паров $p_{в.п(1)} = f(T_1) = 7{,}375$ кПа [32];

объемная доля водяных паров $r_{в.п(1)} = p_{в.п(1)}/p_1 = 7{,}375/101 = 0{,}073 = 7{,}3$ %;

объемная доля азота $r_{а(1)} = 1 - [r_{д.у(1)} + r_{в.п(1)}] = 1 - (0{,}076 + 0{,}073) = 0{,}851 = 85{,}1$ %;

влагосодержание дымовых газов

$$d_{в.п(1)} = \frac{\mu_{в.п}}{\mu_{д.у} r_{д.у(1)} + \mu_а r_{а(1)}} \frac{r_{в.п(1)}}{1 - r_{в.п(1)}} =$$

$$= \frac{18}{44 \cdot 0{,}076 + 28 \cdot 0{,}851} \frac{0{,}073}{1 - 0{,}073} = 0{,}052 \text{ кг/кг};$$

молекулярные массы диоксида углерода, воды и азота $\mu_{д.у}$, $\mu_{в.п}$, $\mu_а$;

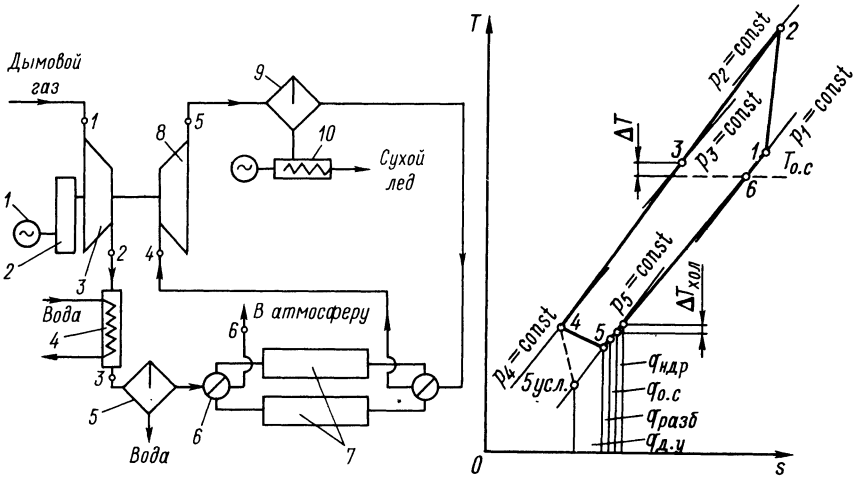


Рис. 1.22. Схема и условный цикл в s—T диаграмме ГХМ с вымораживанием диоксида углерода:

1 — электродвигатель; *2* — мультипликатор; *3* — компрессор; *4* — водяной теплообменник; *5* — каплеотделитель; *6* — клапанная коробка; *7* — регенератор; *8* — турбодетандер; *9* — сепаратор; *10* — шнековый прессователь

показатель адиабаты дымовых газов

$$k = \frac{\frac{r_{\text{д. у (1)}}}{k_{\text{д. у}} - 1} + \frac{r_{\text{в. п (1)}}}{k_{\text{в. п}} - 1} + \frac{r_{\text{а (1)}}}{k_{\text{а}} - 1} + 1}{\frac{r_{\text{д. у (1)}}}{k_{\text{д. у}} - 1} + \frac{r_{\text{в. п (1)}}}{k_{\text{в. п}} - 1} + \frac{r_{\text{а (1)}}}{k_{\text{а}} - 1}} =$$

$$= \frac{0{,}076/(1{,}26 - 1) + 0{,}073/(1{,}13 - 1) + 0{,}851/(1{,}4 - 1) + 1}{0{,}076/(1{,}26 - 1) + 0{,}073/(1{,}13 - 1) + 0{,}851/(1{,}4 - 1)} = 1{,}335;$$

показатели изоэнтропы диоксида углерода, водяных паров и азота по параметрам газовой смеси перед компрессором соответственно $k_{\text{д. у}}$, $k_{\text{в. п}}$, $k_{\text{а}}$;

газовая постоянная дымовых газов $R_1 = 8{,}314/(\mu_{\text{д. у}} \times \times r_{\text{д. у (1)}} + \mu_{\text{в. п}} r_{\text{в. п (1)}} + \mu_{\text{а}} r_{\text{а (1)}}) = 8{,}314/(44 \cdot 0{,}076 + 18 \times \times 0{,}073 + 28 \cdot 0{,}851) = 0{,}292$ кДж/(кг·К);

плотность дымовых газов $\rho_1 = p_1/(R_1 T_1) = 101/(0{,}292 \cdot 313) = = 1{,}105$ кг/м^3.

Массовый расход дымовых газов при входе в компрессор $G_{\text{к}} = V_{\text{к}} \rho_1 = 1{,}7 \cdot 1{,}105 = 1{,}879$ кг/с.

Масса влаги в дымовых газах, поступающих в компрессор, $G_{\text{в. п}} = G_{\text{к}} d_{\text{в. п (1)}}/(1 + d_{\text{в. п (1)}}) = 1{,}879 \cdot 0{,}052/(1 + 0{,}052) = = 0{,}093$ кг/с.

Параметры газовой смеси на выходе из компрессора:

температура $T_2 = T_1 + T_1 (\pi_{\text{к}}^{(k-1)/k} - 1)/\eta_{\text{зк}} = 313 + + 313 (2{,}3^{(1{,}335-1)/1{,}335} - 1)/0{,}82 = 402$ К;

давление $p_2 = p_1 \pi_{\text{к}} = 232$ кПа.

Параметры газовой смеси после водяного теплообменника: температура $T_3 = T_{\text{в}} + \Delta T_{\text{в}} + \Delta T = 287 + 8 + 5 = 300$ К; давление $p_3 = p_3\sigma_{\text{вт}}\sigma_{\text{тр}} = 232 \cdot 0{,}995 \cdot 0{,}995 = 230$ кПа; относительная влажность $\varphi_3 = 1$; парциальное давление водяных паров $p_{\text{в. п (3)}} = f(T_3) = 3{,}564$ кПа; объемная доля водяных паров $r_{\text{в. п (3)}} = p_{\text{в. п (3)}}/p_3 = 3{,}564/230 = 0{,}0155$; пропорциональные объемные доли диоксида углерода и азота $r_{\text{д. у (3)}} = 0{,}0805$; $r_{\text{а (3)}} = 0{,}904$; влагосодержание дымовых газов $d_{\text{в. п (3)}} = [\mu_{\text{в. п}}/(\mu_{\text{д. у}} r_{\text{д. у (3)}} + \mu_{\text{а}} r_{\text{а (3)}})] r_{\text{в. п (3)}}/(1 - r_{\text{в. п (3)}}) = [18/(44 \cdot 0{,}0805 + 28 \cdot 0{,}904)] \times 0{,}0155/(1 - 0{,}0155) = 0{,}00982$; масса влаги, выпадающей в водяном теплообменнике, $\Delta G_{\text{в. п}} = [G_{\text{к}}/(1 + d_{\text{в. п (1)}})](d_{\text{в. п (1)}} - d_{\text{в. п (3)}}) = [1{,}879/(1 + 0{,}052)] \times (0{,}052 - 0{,}00982) = 0{,}0753$ кг/с.

Параметры газовой смеси перед детандером: давление $p_4 = p_3\sigma_{\text{р}} = 230 \cdot 0{,}986 = 227$ кПа; объемная доля диоксида углерода и азота (водяные пары частично сконденсированы в водяном теплообменнике и удалены, а также вымерожены в регенераторах и обратным потоком вынесены в атмосферу; перед турбодетандером практически водяных паров нет при работе в режиме вымораживания диоксида углерода) $r_{\text{д. у (4)}} = r_{\text{д. у (1)}}/(r_{\text{д. у (1)}} + r_{\text{а (1)}}) = 0{,}076/(0{,}076 + 0{,}851) = 0{,}082$, $r_{\text{а (4)}} = r_{\text{а (1)}}/(r_{\text{а (1)}} + r_{\text{д. у (1)}}) = 0{,}851/(0{,}851 + 0{,}076) = 0{,}918$; парциальное давление диоксида углерода $p_{\text{д. у (4)}} = p_4 r_{\text{д. у (4)}} = 227 \cdot 0{,}082 = 18{,}61$ кПа; содержание диоксида углерода $d_{\text{д. у (4)}} = (\mu_{\text{д. у}}/\mu_{\text{а}}) \times [r_{\text{д. у (4)}}/(1 - r_{\text{д. у (4)}})] = (44/28)[0{,}082/(1 - 0{,}082)] = 0{,}14$ кг/кг; газовая постоянная $R_4 = 8{,}314/(\mu_{\text{д. у}} r_{\text{д. у (4)}} + \mu_{\text{а}} r_{\text{а (4)}}) = 8{,}314/(44 \cdot 0{,}082 + 28 \cdot 0{,}918) = 0{,}284$ кДж/(кг·К); температура газовой смеси, равная температуре десублимации диоксида углерода при его парциальном давлении в составе газовой смеси [1], $T_{\text{д. у (4)}} = f(p_{\text{д. у (4)}}) = 176$ К; показатель адиабаты дымовых газов

$$k' = \frac{\dfrac{r_{\text{д. у (4)}}}{k'_{\text{д. у}} - 1} + \dfrac{r_{\text{а (4)}}}{k'_{\text{а}} - 1} + 1}{\dfrac{r_{\text{д. у (4)}}}{k'_{\text{д. у}} - 1} + \dfrac{r_{\text{а (4)}}}{k'_{\text{а}} - 1}} = \frac{0{,}082/(1{,}36 - 1) + 0{,}918/(1{,}41 - 1) + 1}{0{,}082/(1{,}36 - 1) + 0{,}918/(1{,}41 - 1)} = 1{,}4;$$

показатели изоэнтропы диоксида углерода и азота по параметрам газовой смеси перед детандером $k'_{\text{д. у}}$ и $k'_{\text{а}}$.

Параметры газовой смеси за детандером: давление $p_5 = p_4/\pi_{\text{д}} = 227/2 = 113{,}5$ кПа;

Таблица 1.22. Температура дымовых газов на входе в детандер

Обозначение	Температура, К			
	176	178	180	182
$T_{5\,усл}$, К	150,7	152,4	154,1	155,8
T_5, К	166,4	166,7	167	167,3
$d_{д.\,у\,(5)}$, кг/кг	0,105	0,1085	0,112	0,1155
$\Delta g_{д.\,у}$, кг/кг	0,031	0,028	0,025	0,022
$l_д$, кДж/кг	25,17	25,45	25,74	26,03
$q_{д.\,у}$, кДж/кг	28,098	16,31	14,53	12,76
$q_{разб}$, кДж/кг	3,94	3,52	3,06	2,64
$q_{о.\,с}$, кДж/кг	0,252	0,255	0,257	0,26
$q_{ндр}$, кДж/кг	2,879	5,37	7,9	10,38
$\Delta T_{хол}$, К	2,9	5,4	8	10,4

условная температура при расширении без вымораживания $T_{5\,усл} = T_4 [1 - (1 - \pi_д^{(1-k')/k'}) \eta_{sд}]$.

Далее расчет производится в табличной форме (табл. 1.22) по четырем значениям температуры дымовых газов на входе в детандер, начиная с $T_4 = T_{д.\,у\,(4)} = 176$ К.

Температура и содержание диоксида углерода после вымораживания согласно диаграмме $i - d_{д.\,у}$ для смеси азот—диоксид углерода (рис. 1.23): $T_5 = f(T_{5усл}, d_{д.\,у\,(4)}, p_5)$, $d_{д.\,у\,(5)} = f(T_{5усл}, d_{д.\,у\,(4)}, p_5)$. Удельное количество вымораживаемого диоксида углерода $\Delta g_{д.\,у} = (d_{д.\,у\,(4)} - d_{д.\,у\,(5)})/(1 + d_{д.\,у\,(4)})$.

Энергетический баланс детандера:

удельная работа детандера $l_д = [k'/(k' - 1)] R_4 T_4 [1 - \pi_д^{(1-k')/k'}] \eta_{sд}$;

холодильная мощность, затрачиваемая на компенсацию тепловыделений при кристаллизации диоксида углерода, $q_{д.\,у} = \Delta g_{д.\,у} H_{д.\,у}$, где $H_{д.\,у} = f(T_4)$ — удельная теплота сублимации диоксида углерода [1], кДж/кг;

холодильная мощность, затрачиваемая на компенсацию материального разбаланса регенераторов вследствие вывода части рабочего тела из машины в виде «сухого» льда, $q_{разб} = [k'/(k' - 1)] R_4 (T_3 - T_4) \Delta g_{д.\,у}/(1 - \Delta g_{д.\,у})$;

холодильная мощность, затрачиваемая на компенсацию теплопритоков из окружающей среды, $q_{о.\,с} = 0{,}01 l_д$;

холодильная мощность, затрачиваемая на компенсацию недорекуперации на холодных концах регенераторов, $q_{ндр} = l_д - (q_{д.\,у} + q_{разб} + q_{о.\,с})$.

Разность температур на холодных концах регенераторов $\Delta T_{хол} = q_{ндр}/[k' R_4/(k' - 1)]$.

Рекомендуемые значения разности температур на холодных концах регенераторов 6—10 К. Принимается $\Delta T_{хол} = 8$ К. Массо-

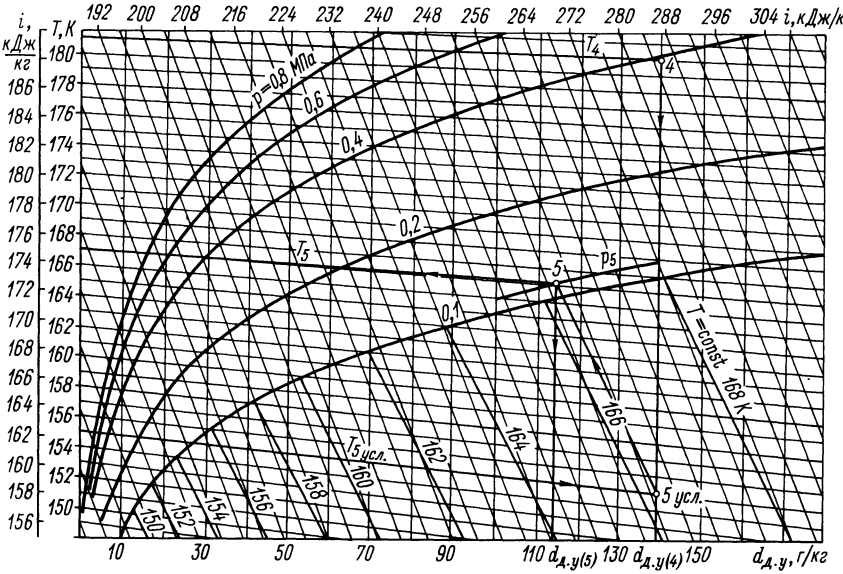


Рис. 1.23. Диаграмма i—$d_{д.у}$ для смеси азот—диоксид углерода при $\varphi = 1$

вый расход дымовых газов через детандер $G_д = G_к - G_{вп} = 1{,}879 - 0{,}093 = 1{,}786$ кг/с. Производительность ГХМ по вымораживаемому диоксиду углерода $G_{д.у} = \Delta g_{д.у} G_д 0{,}8 = 0{,}025 \cdot 1{,}786 \cdot 0{,}8 = 0{,}0357$ кг/с. Ориентировочно потери твердого диоксида углерода при сепарации и прессовании составляют 20 %.

Мощность, затрачиваемая компрессором, $N_к = [k/(k-1)] \times G_к R_1 (T_2 - T_1)/\eta_{м.к} = [1{,}335/(1{,}335 - 1)\ 1{,}879 \cdot 0{,}292 \cdot 89/0{,}985 = 200$ кВт. Мощность, развиваемая детандером, $N_д = [k'/(k'-1)] G_д R_4 T_4 \left(1 - \pi_д^{(1-k')/k'}\right) \eta_{зд} \eta_{м.д} = [1{,}4/(1{,}4 - 1)] 1{,}786 \cdot 0{,}284 \cdot 180\ (1 - 2^{(1-1{,}4)/1{,}4})\ 0{,}8 \cdot 0{,}985 = 45$ кВт. Мощность привода $N_{пр} = (N_к - N_д)/\eta_{м.пр} = (200 - 45)/0{,}97 = 160$ кВт.

1.6. АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Чтобы выполнить расчет циклов абсорбционных холодильных машин, должны быть заданы или определены заранее следующие внешние условия: рабочее вещество и абсорбент; высшая температура греющего источника; низшая температура охлаждающего источника (воды или окружающей среды); низшая температура охлаждаемого источника (теплоносителя на выходе из испарителя или воздуха на выходе из воздухоохладителя). Для расчета циклов абсорбционно-резорбционных холодильных машин кроме перечисленных условий должна быть задана высшая температура охлаждаемого источника.

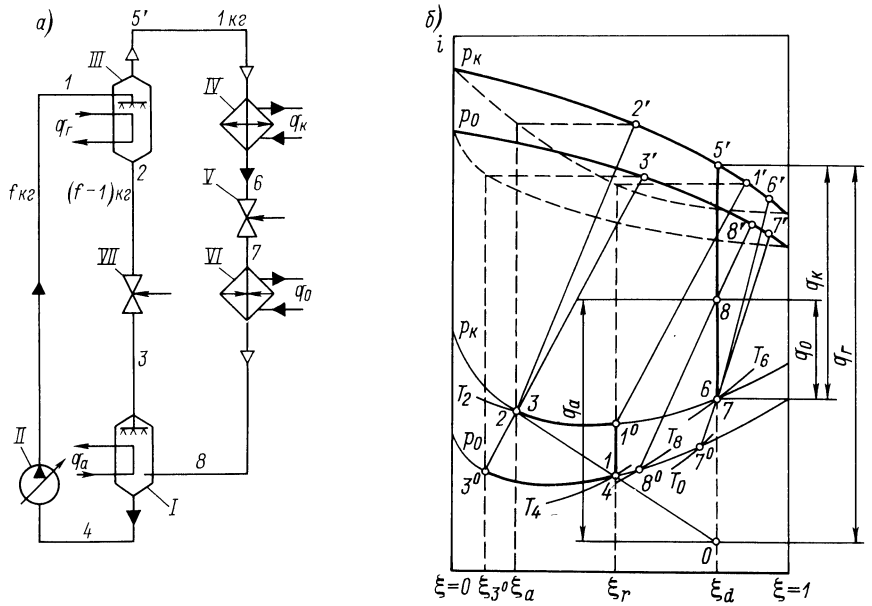


Рис. 1.24. Абсорбционная холодильная машина без теплообменника и ректификатора: *а* **— схема машины,** *б* **— процессы в** *ξ*—*i* **диаграмме;**

I — абсорбер; *II* — насос крепкого раствора; *III* — генератор; *IV* — конденсатор; *V* — дроссельный вентиль хладагента; *VI* — испаритель; *VII* — дроссельный вентиль раствора

По заданным параметрам внешних источников, пользуясь термодинамическими диаграммами и таблицами термодинамических параметров равновесных фаз растров, вписывают прямой и обратный циклы машины в диаграмму, определяют термодинамические параметры рабочего вещества и абсорбента в узловых точках циклов, рассчитывают удельные тепловые потоки в аппаратах, составляют тепловой баланс машины и находят значение теплового коэффициента, характеризующего энергетическую эффективность циклов и схемы машины.

Пример 1. Расчет циклов и тепловых потоков водоаммиачной абсорбционной холодильной машины без теплообменника и ректификации пара (рис. 1.24).

Исходные данные

Давление греющего насыщенного водяного пара p_h, МПа . .	0,792
Температура, К:	
охлаждающей воды T_{w1}	298
охлаждаемого рассола T_{s2}	258
греющего пара T_h при p_h = 0,792 МПа	443

Принятые величины: высшая температура кипения раствора в генераторе $T_2 = T_h - \Delta T = 443 - 10 = 433$ К; низшая температура конденсации раствора в конденсаторе $T_6 = T_{w1} +$

Таблица 1.23. **Параметры узловых точек**

Состояние вещества	T, К	p, МПа	ξ, кг/кг	i, кДж/кг
Жидкость				
После генератора	$T_2=433$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_a=0{,}0904$	$i_2 = 614{,}23$
После абсорбера	$T_4=303{,}3$	$p_0 = 0{,}1473$	$\xi_r=0{,}344$	$i_4 = -100{,}56$
В начале кипения в генераторе	$T_{1'}=371{,}5$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_r=0{,}344$	$i_{1'} = 222{,}07$
После конденсатора	$T_6=303{,}3$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_d=0{,}812$	$i_6 = 10{,}48$
В конце кипения в испарителе	$T_8=258$	$p_0 = 0{,}1473$	$\xi_s=0{,}7175$	$i_{8'} = 245{,}48$
Пар				
Равновесный раствору в генераторе:				
крепкому	$T_{1'}=371{,}5$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_{1'}=0{,}94$	$i_{1'} = 1548{,}2$
слабому	$T_2=433$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_{2'} = 0{,}472$	$i_{2'} = 2224{,}89$
В конце кипения в испарителе	$T_8=258$	$p_0 = 0{,}1473$	$\xi_к=1$	$i_к = 1255{,}79$
Выходящий из генератора при $\xi_m = (\xi_a + \xi_r)/2 = (0{,}0904 + 0{,}344)/2 = 0{,}2172$ кг/кг	$T_{5'}=401$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_d = 0{,}812$	$i_{5'} = 1768{,}18$

$+ \Delta T = 298 + 5{,}3 = 303{,}3$ К; давление в конденсаторе и генераторе принимается одинаковым и определяется по температуре конденсации чистого аммиака $T_к = 303{,}3$ К; $p_к = 1{,}17684$ МПа; низшая температура абсорбции раствора в абсорбере при условии параллельной подачи воды в конденсатор и абсорбер $T_4 = T_{в1} + \Delta T = 298 + 5{,}3 = 303{,}3$ К; высшая температура кипения раствора в испарителе $T_8 \approx T_{s2} = 258$ К; низшая температура раствора в испарителе (при обязательном условии $\xi_{7'} < \xi_d$) $T_0 = T_7 = T_{s2} - \Delta T = 258 - 5 = 253$ К; давление в испарителе и абсорбере при условии отсутствия аэродинамических сопротивлений между этими аппаратами $p_0 = p'_0 - \Delta p_0 = 0{,}190314 - 0{,}04314 = 0{,}1473$ МПа, где p'_0 — давление насыщенного аммиачного пара при $T_0 = 253$ К.

Параметры узловых точек циклов для данной схемы машины приведены в табл. 1.23. Все параметры определены по $\xi - i$-диаграмме для водоаммиачного раствора с учетом исходных данных.

Кратность циркуляции раствора $f = (\xi_d - \xi_a)/(\xi_r - \xi_a) = (0{,}812 - 0{,}0904)/(0{,}344 - 0{,}0904) = 2{,}845$ кг/кг.

Теплота генератора $q_г = i_{5'} - i_2 + f\ (i_2 - i_4) = 1768{,}18 - 614{,}23 + 2{,}845\ (614{,}23 + 100{,}56) = 3187{,}53$ кДж/кг. Теплота

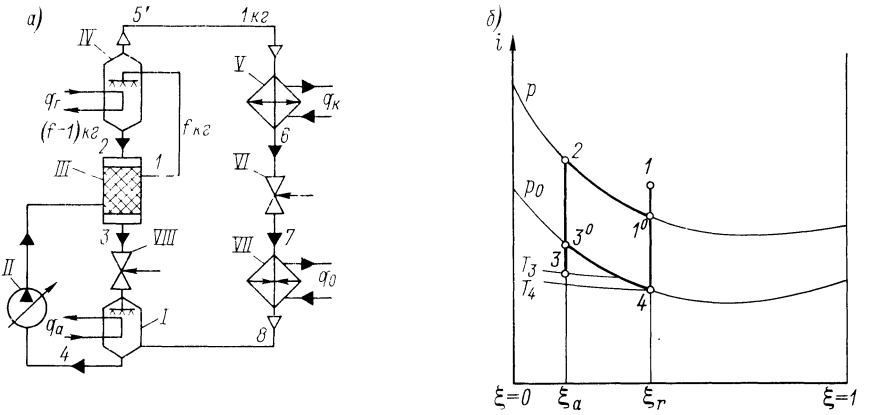


Рис. 1.25. Абсорбционная холодильная машина с теплообменником: *а* — схема машины; *б* — процессы для жидкой фазы раствора в ξ—*i* диаграмме;

I — абсорбер; *II* — насос крепкого раствора; *III* — теплообменник; *IV* — генератор; *V* — конденсатор; *VI* — дроссельный вентиль хладагента; *VII* — испаритель; *VIII* — дроссельный вентиль раствора

конденсатора $q_к = i_{5'} - i_6 = 1768{,}18 - 10{,}48 = 1757{,}7$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_6 = 583{,}4 - 10{,}48 = 572{,}92$ кДж/кг, где $i_8 = i_к - (i_к - i_{8^0})(ξ_к - ξ_а)/(ξ_к - ξ_s) = 1255{,}79 - (1255{,}79 - 245{,}48)(1 - 0{,}812)/(1 - 0{,}7175) = 583{,}4$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а = i_8 - i_2 + f(i_2 - i_4) = 583{,}4 - 614{,}23 + 2{,}845(614{,}23 + 100{,}56) = 2002{,}75$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_г + q_0 = 3187{,}53 + 572{,}92 = 3760{,}45$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_к + q_а = 1757{,}7 + 2002{,}75 = 3760{,}45$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $ζ = q_0/q_г = 575{,}92/3187{,}53 = 0{,}18$.

Работа насоса крепкого раствора $l_н = vf(p_к - p_0) = 0{,}0011368 \cdot 2{,}845\,(1{,}17684 - 0{,}1473)\,10^5 = 3{,}33$ кДж/кг, где удельный объем крепкого раствора $v = 0{,}001/(1 - 0{,}35ξ_г) = 0{,}001/(1 - 0{,}35 \cdot 0{,}344) = 0{,}0011368$ м³/кг.

Пример 2. Расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с теплообменником растворов (рис. 1.25) по условиям предыдущего примера.

Состояние слабого раствора при выходе из теплообменника: $T_3 = T_4 + ΔT = 303{,}3 + 5 = 308{,}3$ К; $ξ_а = 0{,}0904$ кг/кг; $i_3 = 73{,}33$ кДж/кг.

Количество теплоты, отдаваемое слабым раствором в теплообменнике, $q_т = (f - 1)(i_2 - i_3) = (2{,}845 - 1)(614{,}23 - 73{,}33) = 997{,}96$ кДж/кг.

Состояние крепкого раствора при выходе из теплообменника: $i_1 = i_4 + (q_т/f) = -100{,}56 + (997{,}96/2{,}845) = 250{,}22$ кДж/кг.

В связи с тем что энтальпия раствора в начале процесса кипения в генераторе при $p_к = 1{,}17684$ МПа равна $i_{1'} = 222{,}07$ кДж/кг, крепкий раствор из теплообменника выходит

в состоянии влажного пара с i_1 = = 250,22 кДж/кг. Из графика $T = \varphi(i)$ при $\xi_г = 0{,}344$ кг/кг и $p_к$ = = 1,17684 МПа (рис. 1.26) можно найти температуру крепкого раствора после теплообменника $T_1 = 374$ К.

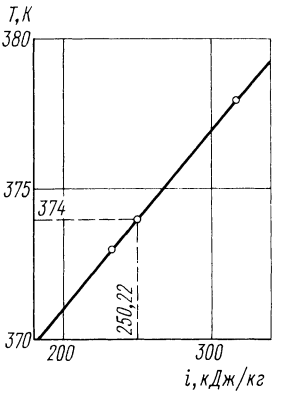


Рис. 1.26. График $T = \varphi(i)$

Теплота генератора $q_г = i_{5'} - i_2 + f(i_2 - i_1) = 1768{,}18 - 614{,}23 + 2{,}845\,(614{,}23 - 250{,}22) = 2189{,}56$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4) = 583{,}4 - 73{,}33 + 2{,}845\,(73{,}33 + 100{,}56) = 1004{,}78$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_г + q_0 = 2189{,}56 + 572{,}92 = 2762{,}48$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_к + q_а = 1757{,}7 + 1004{,}78 = 2762{,}48$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_г = 572{,}92/2189{,}56 = 0{,}262$.

Пример 3. По условиям примера 1 расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с теплообменником растворов, ректификатором и дефлегматором, охлаждаемым водой (рис. 1.27).

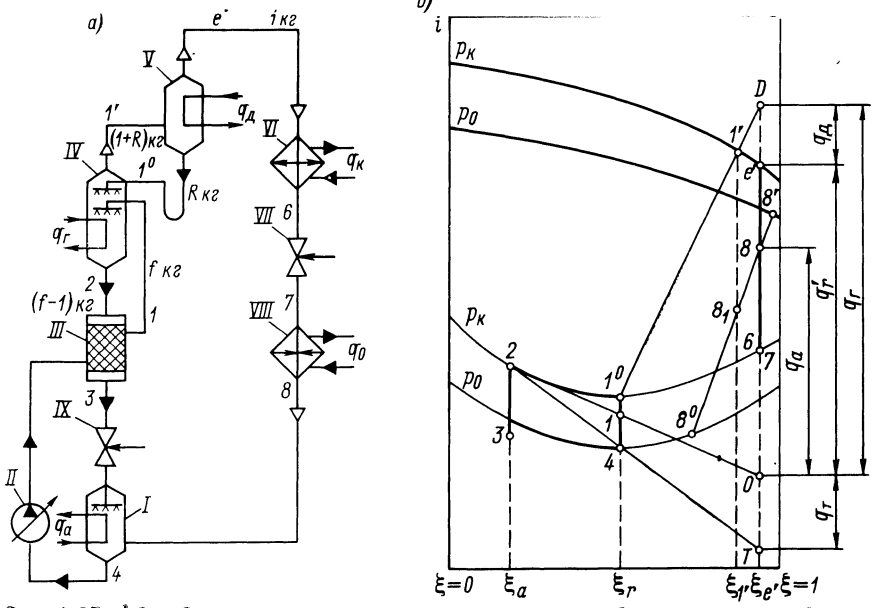


Рис. 1.27. Абсорбционная холодильная машина с теплообменником, ректификатором и водяным дефлегматором: *а* — схема машины; *б* — процессы в ξ—i диаграмме;

I — абсорбер; *II* — насос крепкого раствора; *III* — теплообменник растворов; *IV* — генератор с ректификатором; *V* — дефлегматор; *VI* — конденсатор; *VII* — дроссельный вентиль хладагента; *VIII* — испаритель; *IX* — дроссельный вентиль раствора

Таблица 1.24. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T, К	p, МПа	ξ, кг/кг	i, кДж/кг
Жидкость				
После генератора	$T_2=433$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_a=0{,}0904$	$i_2 = 614{,}23$
» абсорбера	$T_4=303{,}3$	$p_0 = 0{,}176526$	$\xi_r=0{,}3676$	$i_4 = -111{,}46$
» конденсатора	$T_6=303{,}3$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_{e'}=0{,}9959$	$i_6 = 141{,}87$
В начале кипения (крепкий раствор)	$T_{1°}=367{,}3$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_r=0{,}3676$	$i_{1°} = 181{,}49$
После теплообменника (слабый раствор)	$T_3=308{,}3$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_a=0{,}0904$	$i_3 = 73{,}33$
Пар				
После генератора	$T_{1'}=367{,}3$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_{1'}=0{,}9478$	$i_{1'} = 1529{,}16$
» дефлегматора	$T_{e'}=313$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_{e'}=0{,}9959$	$i_{e'} = 1323{,}59$
Насыщенный при высшей температуре кипения в испарителе	$T_{8'}=255$	$p_0 = 0{,}176526$	$\xi_к=1$	$i_к = 1245{,}42$

После ректификации пара в ректификационной колонне и дефлегматоре температура пара на выходе из дефлегматора принимается равной $T_{e'} = T_к + \Delta T = 303{,}3 + 9{,}7 = 313$ К. Тогда концентрация пара $\xi_{e'} = 0{,}9959$ кг/кг. Последнюю определяют по таблицам термодинамических параметров равновесных фаз водоаммиачного раствора.

В связи с более высокой концентрацией раствора, поступающего в испаритель, давление кипения в испарителе принимается равным $p_0 = p_0' - \Delta p_0 = 0{,}190314 - 0{,}013888 = 0{,}176526$ МПа.

Параметры узловых точек циклов приведены в табл. 1.24.

Высшая температура кипения раствора в испарителе принимается равной $T_8 = T_0 + \Delta T = 253 + 2 = 255$ К.

Кратность циркуляции раствора $f = (\xi_{e'} - \xi_a)/(\xi_r - \xi_a) = (0{,}9959 - 0{,}0904)/(0{,}3676 - 0{,}0904) = 3{,}267$ кг/кг.

Масса флегмы, образующейся в дефлегматоре, $R = (\xi_{e'} - \xi_{1'})/(\xi_{1'} - \xi_r) = (0{,}9959 - 0{,}9478)/(0{,}9478 - 0{,}3676) = 0{,}0829$ кг/кг.

Теплота дефлегматора $q_д = (1 + R)\, i_{1'} - i_{e'} - R i_{1°} = (1 + 0{,}0829)\, 1529{,}16 - 1323{,}59 - 0{,}0829 \cdot 191{,}49 = 316{,}47$ кДж/кг.

Теплота теплообменника $q_т = (f - 1)(i_2 - i_3) = (3{,}267 - 1) \times (614{,}23 - 73{,}33) = 1226{,}22$ кДж/кг.

Состояние крепкого раствора после теплооообменника: $i_1 = i_4 + (q_т/f) = -111{,}46 + (1226{,}22/3{,}267) = 263{,}88$ кДж/кг.

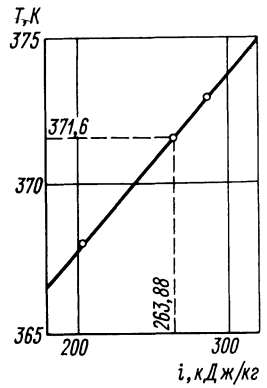


Рис. 1.28. График $T = \varphi(i)$

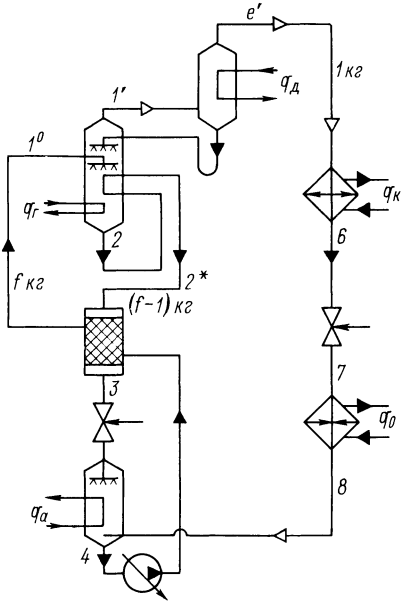


Рис. 1.29. Схема абсорбционной холодильной машины с теплообменником, ректификатором, водяным дефлегматором и обратной подачей раствора через генератор

По графику $T = \varphi(i)$ на рис. 1.28 при $\xi_г = 0{,}3676$ кг/кг и $p_к = 1{,}17684$ МПа находят температуру крепкого раствора после теплообменника $T_1 = 371{,}6$ К.

Теплота генератора $q_г = i_{e'} - i_2 + f(i_2 - i_1) + q_д = 1323{,}59 - 614{,}23 + 3{,}267\ (614{,}23 - 263{,}88) + 316{,}47 = 2170{,}42$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q_к = i_{e'} - i_6 = 1323{,}59 - 141{,}87 = 1181{,}72$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_6 = 1177{,}65 - 141{,}87 = 1035{,}78$ кДж/кг, где $i_8 = i_н - [(i_н - i_s)/(\xi_к - \xi_s)] \times (\xi_к - \xi_{e'}) = 1245{,}42 - [(1245{,}42 + 159{,}59)/(1 - 0{,}915)]\ (1 - 0{,}9959) = 1177{,}65$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4) = 1177{,}65 - 73{,}33 + 3{,}267\ (73{,}33 + 111{,}46) = 1708{,}03$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_г + q_0 = 2170{,}42 + 1035{,}78 = 3206{,}2$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_к + q_а + q_д = 1181{,}72 + 1708{,}03 + 316{,}47 = 3206{,}22$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_г = 1035{,}78/2170{,}42 = 0{,}477$.

Пример 4. По условиям примера 1 расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной холодильной машины с теплообменником растворов, обратной подачей раствора через генератор, ректификатором и дефлегматором, охлаждаемым водой (рис. 1.29).

Применение наряду с теплообменником обратной подачи раствора через генератор позволяет более полно использовать тепловую энергию слабого раствора.

Располагаемая тепловая энергия слабого раствора $q_{т.с} = (f - 1)(i_2 - i_3) = (3{,}267 - 1)(614{,}23 - 73{,}33) = 1226{,}22$ кДж/кг,

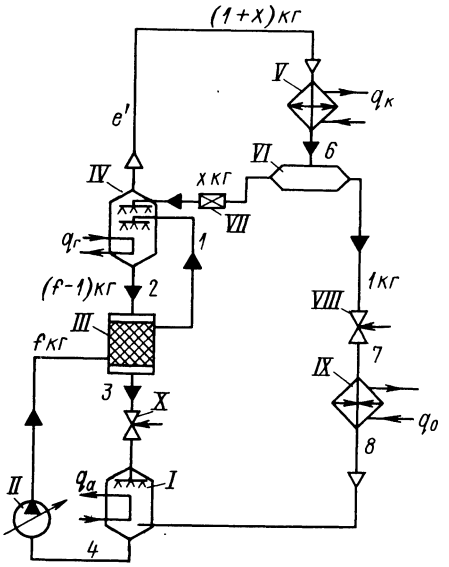


Рис. 1.30. Схема абсорбционной холодильной машины с теплообменником и ректификацией частью жидкого хладагента из конденсатора:
I — абсорбер; *II* — насос крепкого раствора; *III* — теплообменник растворов; *IV* — генератор с ректификатором; *V* — конденсатор; *VI* — ресивер; *VII* — регулирующий вентиль хладагента; *VIII* — дроссельный вентиль хладагента; *IX* — испаритель; *X* — дроссельный вентиль раствора

где $i_з = 73{,}33$ кДж/кг (при $p_к = 1{,}17684$ МПа, $T_з = 308{,}3$ К и $\xi_а = 0{,}0904$ кг/кг).

Количество теплоты, отводимой в обратной подаче через генератор, $q_{г.о} = q_{т.о} - f(i_{1•} - i_4) = 1226{,}22 - 3{,}267\,(191{,}49 + 111{,}46) = 236{,}48$ кДж/кг.

Состояние слабого раствора, поступающего в теплообменник: $i_{2•} = i_2 - q_{г.о}/(f - 1) = 614{,}23 - 236{,}48/(3{,}267 - 1) = 509{,}92$ кДж/кг; $T_2^* = 409$ К.

Теплота генератора $q_г = i_{e'} - i_{2•} + f(i_{2•} - i_{1•}) + q_д = 1323{,}59 - 509{,}92 + 3{,}267\,(509{,}92 - 191{,}49) + 316{,}47 = 2170{,}45$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а = i_8 - i_з + f(i_з - i_4) = 1177{,}65 - 73{,}33 + 3{,}267\,(73{,}33 + 111{,}46) = 1708{,}03$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_г + q_0 = 2170{,}45 + 1035{,}78 = 3206{,}23$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_к + q_а + q_д = 1181{,}72 + 1708{,}03 + 316{,}47 = 3206{,}22$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_г = 1035{,}78/2170{,}45 = 0{,}478$.

Пример 5. По условиям примера 1 расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной холодильной машины с теплообменником растворов и ректификацией частью жидкого хладагента, отводимого из конденсатора (рис. 1.30).

Считая процесс тепло- и массообмена между паром, проходящим через ректификационные тарелки, и жидкостью, отбираемой из конденсатора, совершенным, можно принимать состояние пара на выходе из ректификационной колонны: $T_{e'} = T_6 = 303{,}3$ К, $\xi_{e'} = 1$ кг/кг, $i_{e'} = 1287{,}92$ кДж/кг. Поскольку в испаритель поступает чистый аммиак, давление кипения в испарителе принимается по термодинамическим таблицам для чистого аммиака при $T_0 = 253$ К и $p_0 = 0{,}1903$ МПа.

Параметры узловых точек циклов приведены в табл. 1.25.

Кратность циркуляции раствора $f = (\xi_{e'} - \xi_а)/(\xi_г - \xi_а) = (1 - 0{,}0904)/(0{,}379 - 0{,}0904) = 3{,}152$ кг/кг.

Таблица 1.25. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T, К	p, МПа	ξ, кг/кг	i, кДж/кг
Жидкость				
После генератора	T_2=433	$p_к$ = 1,17684	$\xi_а$=0,0904	i_2 = 614,23
» теплообменника	T_3=308,3	$p_к$ = 1,17684	$\xi_а$=0,0904	i_3 = 73,33
После абсорбера	T_4=303,3	p_0 = 0,1903	$\xi_г$=0,379	i_4 = —113,13
» конденсатора	T_6=303,3	$p_к$ = 1,17684	$\xi_{е'}$=1	i_6 = 143,28
В начале кипения в генераторе	$T_{1'}$=365	$p_к$ = 1,17684	$\xi_г$=0,379	$i_{1'}$ = 176,86
Пар				
После генератора	$T_{1'}$=365	$p_к$ = 1,17684	$\xi_{1'}$=0,9514	$i_{1'}$ = 1515,51
» ректификатора	$T_{е'}$=303,3	$p_к$ = 1,17684	$\xi_{е'}$=1	$i_{е'}$ = 1287,92
После испарителя	$T_{8'}$=253	p_0 = 0,1903	$\xi_к$=1	$i_к$ = 1239,8

Состояние слабого раствора при выходе из теплообменника; $T_3 = T_4 + \Delta T = 303{,}3 + 5 = 308{,}3$ К; $\xi_а = 0{,}0904$ кг/кг: $i_3 = 73{,}33$ кДж/кг.

Количество теплоты, отдаваемой слабым раствором в теплообменнике, $q_т = (f - 1)(i_2 - i_3) = (3{,}152 - 1)(614{,}23 - 73{,}33) = 1164{,}02$ кДж/кг.

Состояние крепкого раствора после теплообменника: $i_1 = i_4 + (q_т/f) = -113{,}13 + (1164{,}02/3{,}152) = 256{,}17$ кДж/кг.

Поскольку из теплообменника раствор выходит в виде влажного пара ($i_1 > i_{1'}$), то его температура определяется либо построением в ξ — i-диаграмме изотермы в области влажного пара, проходящей через точку *1*, либо с помощью графика $T = \varphi(i)$ (рис. 1.31). Температура $T_1 = 369{,}6$ К.

Масса флегмы, образующейся в ректификаторе, $R = (\xi_{е'} - \xi_{1'})/(\xi_{1'} - \xi_г) = (1 - 0{,}9514)/(0{,}9514 - 0{,}379) = 0{,}0849$ кг/кг.

Теплота ректификатора $q_р = (1 + R)\, i_{1'} - i_{е'} - R i_{1'} = (1 + 0{,}0849)\, 1515{,}51 - 1287{,}92 - 0{,}0849 \cdot 176{,}86 = 341{,}24$ кДж/кг. Теплота генератора $q_г = i_{е'} + f(i_2 - i_1) - i_2 + q_р = 1287{,}92 + 3{,}152\ (614{,}23 - 256{,}17) - 614{,}23 + 341{,}24 = 2143{,}54$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4) = 1239{,}8 - 73{,}33 + 3{,}152\ (73{,}33 + 113{,}13) = 1754{,}19$ кДж/кг. Теплота конденсатора при конденсации 1 кг пара $q'_к = i_{е'} - i_6 = 1287{,}92 - 143{,}28 = 1144{,}64$ кДж/кг.

Масса жидкости, отводимой из конденсатора на ректификацию, $x = q_р/q'_к = 341{,}24/1144{,}64 = 0{,}2981$ кг/кг. При конденсации

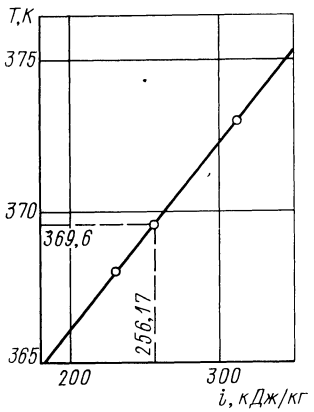


Рис. 1.31. График $T = \varphi(i)$

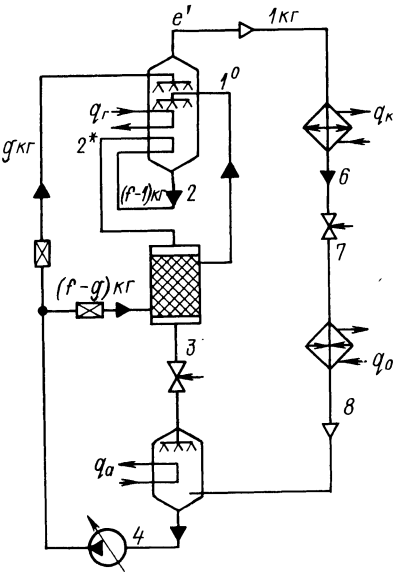


Рис. 1.32. Схема абсорбционной холодильной машины с теплообменником и ректификацией пара частью крепкого раствора, подаваемого в ректификатор помимо теплообменника

$(1 + x)$ кг пара $q_к = (1 + x)(i_{e'} - i_в) = (1 + 0{,}2981) \times$ $\times (1287{,}92 - 143{,}28) = 1485{,}86$ кДж/кг.

Теплота испарителя $q_0 = i_в - i_в = 1239{,}8 - 143{,}28 =$ $= 1096{,}52$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_0 + q_г =$ $= 1096{,}52 + 2143{,}54 = 3240{,}06$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_к + q_а = 1485{,}86 + 1754{,}19 = 3240{,}05$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_г = 1096{,}52/2143{,}54 = 0{,}512$.

Пример 6. По условиям примера 1 расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной холодильной машины с теплообменником растворов и ректификацией пара частью крепкого раствора, отводимого помимо теплообменника (рис. 1.32).

Параметры узловых точек циклов приведены в табл. 1.24 (см. пример 3).

Состояние слабого раствора после обратной подачи через генератор: $T_{2*} = T_{1*} + \Delta T = 367{,}3 + 5{,}7 = 373$ К; $i_{2*} =$ $= 351{,}96$ кДж/кг.

Количество теплоты, отводимой слабым раствором в теплообменнике, $q_{т.\,с} = (f - 1)(i_{2*} - i_3) = (3{,}267 - 1)(351{,}96 - 73{,}33) =$ $= 631{,}65$ кДж/кг.

Масса холодного раствора, необходимого для ректификации, $g = q_д/(i_{1*} - i_4) = 316{,}47/(191{,}49 + 111{,}46) = 1{,}0446$ кг/кг. Максимальная масса холодного раствора, которую можно отвести на ректификацию, $g' = f - q_{т.\,с}(i_{1*} - i_4) = 3{,}267 -$ $- 631{,}65/(191{,}49 + 111{,}46) = 1{,}182$ кг/кг. Поскольку $g' > g$, принимается $g = 1{,}1$ кг/кг.

Увеличение массы раствора, подаваемого на ректификацию, по сравнению с необходимой (1,1 > 1,0446) повлечет за собой изменение режима работы теплообменника и генератора.

При $g = 1{,}1$ кг/кг тепловой поток в теплообменнике $q_{т.\,с} = (f - g)(i_{1^0} - i_4) = (3{,}267 - 1{,}1)(191{,}49 + 111{,}46) = 656{,}49$ кДж/кг. Увеличение нагрузки на теплообменник приведет к повышению температуры слабого раствора после обратной подачи через генератор.

Состояние слабого раствора при входе в теплообменник: $i_{2^0} = i_3 + q_{т.\,с}/(f - 1) = 73{,}33 + 656{,}49/(3{,}267 - 1) = 362{,}92$ кДж/кг. Температура $T_3 = 375{,}6$ К.

Теплота генератора $q_г = i_{e'} - i_{2^0} + f(i_{2^0} - i_{1^0}) + g(i_{1^0} - i_4) = 1323{,}59 - 362{,}92 + 3{,}267\ (362{,}92 - 191{,}49) + 1{,}1 \times (191{,}49 + 111{,}46) = 1853{,}98$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_г + q_0 = 1853{,}98 + 1035{,}78 = 2889{,}76$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_к + q_а = 1181{,}72 + 1708{,}03 = 2889{,}75$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_г = 1035{,}78/1853{,}98 = 0{,}575$.

Пример 7. По условиям примера 1 графический расчет циклов и тепловых потоков абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с теплообменником растворов и дефлегматором, охлаждаемым водой, по данным параметров раствора и пара в узловых точках циклов, определенных в примере 3

Теплота генератора $q_г$, абсорбера $q_а$, конденсатора $q_к$, испарителя q_0, дефлегматора $q_д$ и теплообменника растворов $q_т$ может быть определена с помощью ξ — i-диаграммы (рис. 1.33).

Параметры точек *2*, *4*, *6*, *e'*, *1* и *8* наносят на диаграмму. Затем через точки *2* и *4*, *2* и *1* проводятся прямые до пересечения с линией $\xi_{e'} = \text{const}$ (точки *T* и *O*); наносят изотерму T_{1^0} в области влажного пара до пересечения с линией $p = \text{const}$ для насыщенного пара и продолжают ее по прямой линии до пересечения с $\xi_{e'} = \text{const}$ (точка *D*).

Выполнив указанные графические построения, удельную теплоту аппаратов машины определяют непосредственно из ξ — i-диаграммы как соответствующие отрезки на рис. 1.33.

Теплота генератора $q_г = \overline{DO} = 2170{,}42$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а = \overline{8O} = 1708{,}03$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q_к = \overline{e'6} = 1181{,}72$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = \overline{86} = 1035{,}78$ кДж/кг. Теплота дефлегматора $q_д = De' = 316{,}47$ кДж/кг. Теплота теплообменника $q_т = \overline{OT} = 989{,}74$ кДж/кг.

Тепловой баланс машины: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_0 + q_г = 1035{,}78 + 2170{,}42 = 3206{,}2$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_к + q_а + q_д = 1181{,}72 + 1708{,}03 + 316{,}47 = 3206{,}22$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = \overline{86}/\overline{DO} = 1035{,}78/2170{,}42 = 0{,}477$.

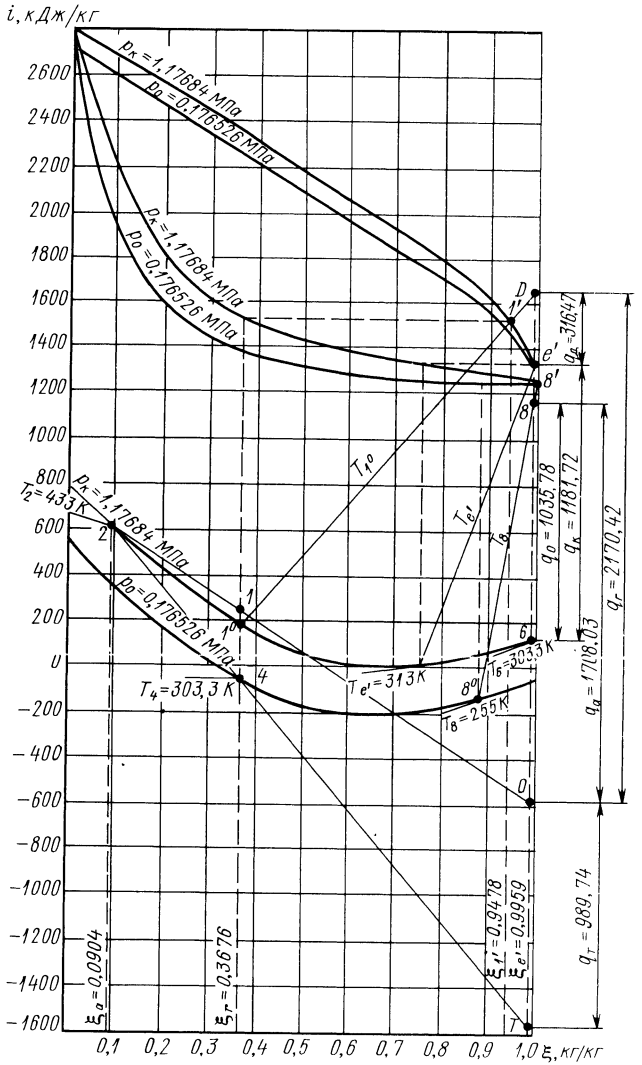


Рис. 1.33. Определение тепловых потоков графическим методом

Пример 8. По условиям примера 1 расчет действительных циклов и тепловых потоков абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с теплообменником растворов, ректификатором и дефлегматором, охлаждаемым водой [5].

Вследствие сопротивлений в трубопроводах между генератором и конденсатором и между испарителем и абсорбером примем потери напора в этих трубопроводах следующими $\Delta p_к$ = = 0,02946 МПа и $\Delta p_а$ = 0,039226 МПа. Тогда давление в гене-

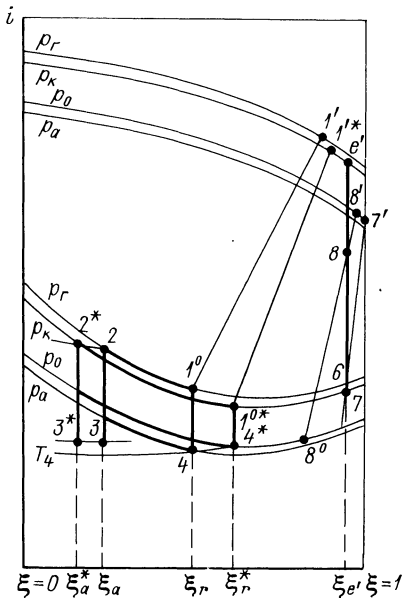


Рис. 1.34. Действительные циклы абсорбционной холодильной машины с теплообменником, ректификатором и водяным дефлегматором в ξ—i диаграмме

раторе $p_г = p_к + \Delta p_к = 1{,}17684 + 0{,}02946 = 1{,}2063$ МПа и в абсорбере $p_а = p_0 - \Delta p_а = 0{,}176526 - 0{,}039226 = 0{,}1373$ МПа.

Соответствующие этим давлениям концентрации: слабого раствора на выходе из генератора при $T_2 = 433$ К $\xi_а = 0{,}0943$ кг/кг и крепкого раствора на выходе из абсорбера при $T_4 = 303{,}3$ К $\xi_г = 0{,}331$ кг/кг.

С учетом неравновесного состояния раствора на выходе из абсорбера вследствие конечного времени контакта пара и жидкости и конечной теплообменной поверхности аппарата принимаем недонасыщение раствора в абсорбере $\Delta\xi_г = 2$ %. В этом случае концентрация крепкого раствора принята равной $\xi_г = 0{,}331 - 0{,}02 = 0{,}311$ кг/кг.

По тем же причинам недовыпаривание раствора в генераторе принимаем $\Delta\xi_а = 0{,}1$ %. Тогда $\xi_а = 0{,}0943 + 0{,}001 = 0{,}0953$ кг/кг.

Параметры узловых точек действительных циклов приведены в табл. 1.26, а сами циклы изображены на рис. 1.34.

Кратность циркуляции раствора $f = (\xi_{e'} - \xi_а)/(\xi_г - \xi_а) = (0{,}9964 - 0{,}0953)/(0{,}311 - 0{,}0953) = 4{,}178$ кг/кг.

Масса флегмы, образующейся в дефлегматоре, $R = (\xi_{e'} - \xi_{1'})/(\xi_{1'} - \xi_г) = (0{,}9964 - 0{,}9274)/(0{,}9274 - 0{,}311) = 0{,}1119$ кг/кг.

Теплота дефлегматора $q_д = (1 + R)\, i_{1'} - i_{e'} - R i_{1^0} = (1 + 0{,}1119)\, 1573{,}31 - 1320{,}96 - 0{,}1119 \cdot 242{,}85 = 401{,}23$ кДж/кг. Теплота генератора $q_г = i_{e'} - i_2 + f\,(i_2 - i_{1^0}) + q_д = 1320{,}96 - 611{,}85 + 4{,}178\ (611{,}85 - 242{,}85) + 401{,}23 = 2652{,}02$ кДж/кг. Теплота теплообменника $q_т = f\,(i_{1^0} - i_4) = 4{,}178\,(242{,}85 + 95{,}35) = 1421{,}36$ кДж/кг.

Состояние слабого раствора после теплообменника: $i_з = (i_2 - q_т)/(f - 1) = (611{,}85 - 1421{,}36)/(4{,}178 - 1) = 164{,}6$ кДж/кг.

Теплота конденсатора $q_к = i_{e'} - i_6 = 1320{,}96 - 142{,}36 = 1178{,}6$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_6 = 1199{,}43 - 142{,}36 = 1057{,}7$ кДж/кг, где $i_8 = i_к - [(i_к - i_s)/(\xi_к - \xi_s)]\,(\xi_к - \xi_{e'}) = 1245{,}42 - [(1245{,}42 - 159{,}59)/(1 - 0{,}915)] \times (1 - 0{,}9964) = 1199{,}43$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а = i_8 - i_з + f(i_з - i_4) = 1199{,}43 - 164{,}6 + 4{,}178\,(164 + 97{,}35) = 2129{,}26$ кДж/кг.

Таблица 1.26. **Параметры узловых точек**

Состояние вещества	T, К	p, МПа	ξ, кг/кг	i, кДж/кг
Жидкость				
После генератора	T_2=433	$p_г$ = 1,2063	$\xi_а$=0,0953	i_2 = 611,85
» абсорбера	T_4=303,3	$p_а$ = 0,1373	$\xi_г$=0,311	i_4 = —97,35
» конденсатора	T_6=303,3	$p_к$ = 1,17684	$\xi_{e'}$=0,9964	i_6 = 142,36
В начале кипения в генераторе	T_{1_0}=376	$p_г$ = 1,2063	$\xi_г$=0,311	i_{1_0} = 242,85
Пар				
После генератора	$T_{1'}$=376	$p_г$ = 1,2063	$\xi_{1'}$=0,9274	$i_{1'}$ = 1573,31
» дефлегматора	$T_{e'}$=313	$p_г$ = 1,2063	$\xi_{e'}$=0,9964	$i_{e'}$ = 1320,96
Насыщенный при высшей температуре кипения в испарителе	$T_{8'}$=255	p_0 = 0,176526	$\xi_к$=1,000	$i_к$ = 1245,42

Тепловой баланс: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_г + q_0 = 2652{,}02 + 1057{,}07 = 3709{,}09$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_к + q_а + q_д = 1178{,}6 + 2129{,}26 + 401{,}23 = 3709{,}9$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_г = 1057{,}07/2652{,}02 = 0{,}399$.

Пример 9. Расчет тепловых потоков абсорбционной водоаммиачной холодильной машины, работающей по схеме с «превышением температур» (рис. 1.35).

Исходные данные

Температура, К:
- греющего источника T_h 443
- охлаждающей воды T_{w1} 298
- рассола после испарителя T_{s2} 263

По температурам источников определяют температуры и давления раствора в характерных точках процессов: при условии параллельной подачи охлаждающей воды через конденсатор и абсорбер; принимается равенство температур конденсации T_6 и низшей температуры абсорбции T_4, т. е. $T_4 = T_6 = T_{w1} + \Delta T = 298 + 5{,}3 = 303{,}3$ К; $p_к = 1{,}17684$ МПа; температура пара после дефлегматора $T_{e'} = T_6 + \Delta T = 303{,}3 + 9{,}7 = 313$ К; высшая температура кипения раствора в генераторе $T_2 = T_h - \Delta T = 443 - 10 = 433$ К; низшая температура кипения в испарителе $T_0 = T_7 = T_{s2} - \Delta T = 263 - 3 = 260$ К; соответствующее ей давление кипения $p_0' = 0{,}25712$ МПа. С учетом неравновесности процесса кипения принимается $p_0 = 0{,}245175$ МПа,

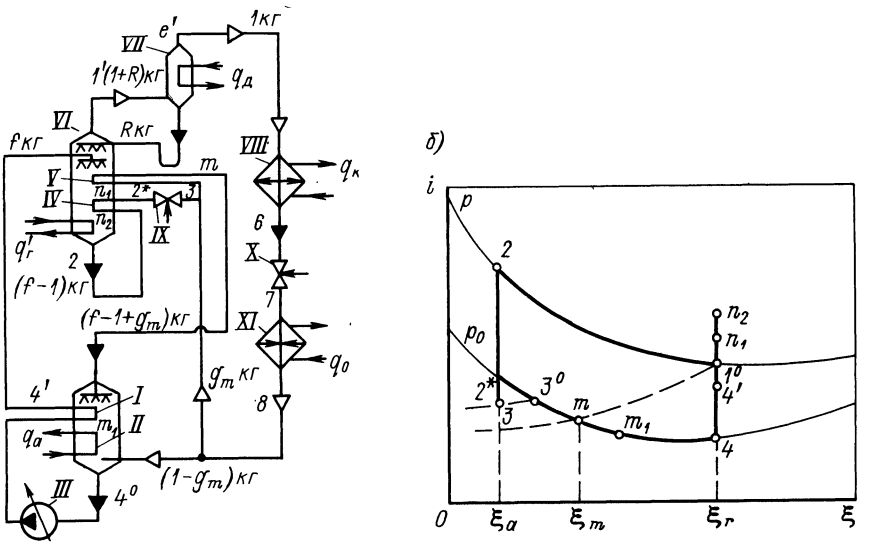


Рис. 1.35. Абсорбционная холодильная машина, работающая по схеме с «превышением температур»:

***а* — схема машины:**

I — змеевики обратной подачи в абсорбере; *II* — абсорбер; *III* — насос крепкого раствора; *IV* — змеевики обратной подачи в генераторе; *V* — змеевики превышения температур; *VI* — генератор с ректификатором; *VII* — дефлегматор; *VIII* — конденсатор; *IX* — дроссельный вентиль раствора; *X* — дроссельный вентиль хладагента; *XI* — испаритель;

***б* — процессы для жидкой фазы раствора в ξ—*i* диаграмме:**

$4'n_1$ — нагрев раствора в генераторе за счет превышения температур; n_1n_2 — нагрев раствора в обратной подаче через генератор; n_22 — нагрев раствора в генераторе греющим источником; $3m$ — охлаждение раствора за счет превышения температур; mm_1 — охлаждение раствора за счет обратной подачи через абсорбер; m_14 — охлаждение раствора в абсорбере охлаждающим источником

высшая температура кипения в испарителе $T_8 = T_0 + \Delta T = 260 + 3 = 263$ К.

Термодинамические параметры состояния раствора жидкой и паровой фаз для характерных точек приведены в табл. 1.27.

Кратность циркуляции раствора $f = (\xi_{e'} - \xi_а)/(\xi_г - \xi_а) = (0{,}9959 - 0{,}0904)/(0{,}4205 - 0{,}0904) = 2{,}74$ кг/кг.

Масса флегмы, образующейся в дефлегматоре, $R = (\xi_{e'} - \xi_{1'})/(\xi_{1'} - \xi_г) = (0{,}9959 - 0{,}968)/(0{,}968 - 0{,}4205) = 0{,}051$ кг/кг.

Теплота дефлегматора $q_д = i_{1'} - i_{e'} + R\ (i_{1'} - i_{1^0}) = 1475{,}35 - 1323{,}59 + 0{,}051\ (1475{,}35 - 131{,}52) = 220{,}24$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q_к = i_{e'} - i_6 = 1323{,}59 - 141{,}87 = 1181{,}72$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_6 = 1200{,}68 - 141{,}87 = 1058{,}81$ кДж/кг, где энтальпия пара после испарителя находится из условия $(i_8 - i_{8^0})/(\xi_{e'} - \xi_{8^0}) = (i_{8'} - i_{8^0})/(\xi_{8'} - \xi_{8^0})$, откуда $i_8 = i_{8^0} + (i_{8'} - i_{8^0})\ [(\xi_{e'} - \xi_{8^0})/(\xi_{8'} - \xi_{8^0})] = -108{,}95 + (1256{,}67 + 108{,}95)\ [(0{,}9959 - 0{,}9)/(1 - 0{,}9)] = 1200{,}68$ кДж/кг, где $i_{8^0} = -108{,}95$ кДж/кг и $\xi_{8^0} = 0{,}9$ кг/кг —

Таблица 1.27. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T, К	p, МПа	ξ, кг/кг	i, кДж/кг
Жидкость				
После генератора (точка 2)	$T_2=433$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_a=0{,}0904$	$i_2 = 614{,}23$
После абсорбера (точка 4)	$T_4=303{,}3$	$p_0 = 0{,}245175$	$\xi_r=0{,}4205$	$i_4 = -121{,}07$
После конденсатора (точка 6)	$T_6=303{,}3$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_{e'}=0{,}9959$	$i_6 = 141{,}87$
В начале кипения в генераторе (точка 1°)	$T_{1°}=356{,}7$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_r=0{,}4205$	$i_{1°} = 131{,}52$
Пар				
После генератора (точка 1′)	$T_{1'}=356{,}7$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_{1'}=0{,}968$	$i_{1'} = 1474{,}35$
После дефлегматора (точка e')	$T_{e'}=313$	$p_к = 1{,}17684$	$\xi_{e'}=0{,}9959$	$i_{e'} = 1323{,}59$

энтальпия и концентрация раствора при $T_8 = 263$ К и $p_0 = 0{,}245175$ МПа; $i_{8'} = 1256{,}67$ кДж/кг и $\xi_{8'} = 1$ кг/кг — энтальпия и концентрация пара над раствором при тех же условиях.

Масса пара, поглощенного за счет превышения температур, из уравнения материального баланса процесса абсорбции $3 - m\ (f - 1)\ \xi_a + g_m\xi_{e'} = (f - 1 + g_m)\ \xi_m$ составляет $g_m = (f - 1)\ [(\xi_m - \xi_a)/(\xi_{e'} - \xi_m)] = (2{,}74 - 1)\ [(0{,}1516 - 0{,}0904)/(0{,}9959 - 0{,}1516) = 0{,}126$ кг/кг, где $\xi_m = 0{,}1516$ кг/кг, $i_m = 241{,}13$ кДж/кг — параметры раствора состояния m, определенные из условия равенства температур $T_m = T_1 = 356{,}7$ К при $p_0 = 0{,}245175$ МПа.

Количество теплоты, отводимой за счет превышения температур и обратной подачи раствора через генератор, $q_{а.\,г} + q_{г.\,о} = (f - 1)\ (i_2 - i_m) + g_m\ (i_8 - i_m) = (2{,}74 - 1)\ (614{,}23 - -2\ 41{,}13) + 0{,}126\ (1200{,}68 - 241{,}13) = 770{,}21$ кДж/кг.

Состояние раствора (в генераторе), нагретого за счет обратной подачи через генератор и превышения температур,

$$i_{n2} = i_{4'} + (q_{а.\,г} + q_{г.\,о})/f = 113{,}12 + (770{,}21/2{,}74) = 394{,}22 \text{ кДж/кг},$$

где $i_{4'} = 113{,}12$ кДж/кг — энтальпия крепкого раствора после обратной подачи через абсорбер при $\xi_r = 0{,}4205$ кг/кг и $T_{4'} = T_{1°} - \Delta T = 356{,}7 - 3{,}7 = 353$ К.

При ξ_r, $p_к$ и $i_{n2} = 394{,}22$ кДж/кг по графику $i_{n2} = \varphi\ (T)$ (рис. 1.36) находится температура раствора $T_{n2} = 372{,}4$ К.

Количество теплоты, отводимой за счет обратной подачи раствора через генератор, $q_{г.\,о} = (f - 1)\ (i_2 - i_{2°}) = f\ (i_{n2} - i_{n1})$.

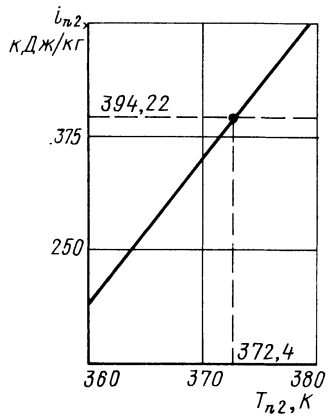
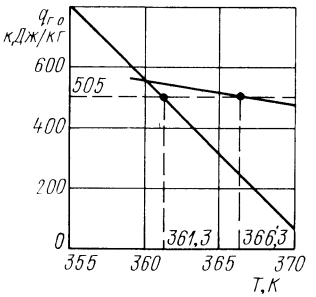


Рис. 1.36. График $i_{n2} = \varphi(T)$

Рис. 1.37. График $q_{г.о} = \varphi(T_{2\bullet})$



Задаваясь различными температурами $T_{2\bullet}$ и T_{n1}, строят графические зависимости $q_{г.о} = \varphi(T_{2\bullet})$ и $q_{г.о} = \varphi(T_{n1})$, с помощью которых определяют условия соблюдения этого равенства при принятом значении $\Delta T = T_{2\bullet} - T_{n1}$.

Результаты расчетов для построения этих зависимостей приведены ниже.

$T_{2\bullet}$, К	367,73	361,21	364,36	371,85
$q_{г.о} = (f-1)(i_2 - i_{2\bullet})$, кДж/кг	569,03	541,21	517,55	461,88
T_{n1}, К	353	358	363	368
$q_{г.о} = f(i_{n2} - i_{n1})$, кДж/кг	906,83	655,27	426,92	189,53

Согласно графику на рис. 1.37 при принятой $\Delta T = T_{2\bullet} - T_{n1} = 5$ К $q_{г.о} = 505$ кДж/кг, $T_{2\bullet} = 366{,}3$ К, $T_{n1} = 361{,}3$ К. Тогда $i_{2\bullet} = i_2 - q_{г.о}/(f-1) = 614{,}23 - 505/(2{,}74 - 1) = 324$ кДж/кг, $i_{n1} = i_{n2} - q_{г.о}/f = 394{,}22 - 505/2{,}74 = 209{,}91$ кДж/кг.

Количество теплоты, отводимой в змеевике превышения температур, $q_{а.г} = (q_{а.г.} + q_{г.о}) - q_{г.о} = 770{,}21 - 505 = 265{,}21$ кДж/кг. Количество теплоты, отводимой в обратной подаче через абсорбер, $q_{а.о} = f(i_{4'} - i_4) = 2{,}74\ (113{,}12 + 121{,}07) = 641{,}68$ кДж/кг.

Теплота абсорбера, отводимая водой, $q_а = (1 - g_m)(i_8 - i_m) + f(i_m - i_{4'}) = (1 - 0{,}126)\ (1200{,}68 - 241{,}13) + 2{,}74 \times (241{,}13 - 113{,}12) = 1189{,}39$ кДж/кг. Теплота генератора $q_г = i_{e'} + g_m(i_m - i_8) + f(i_m - i_{4'}) - i_m + q_д = 1323{,}59 + 0{,}126\,(241{,}13 - 1200{,}68) + 2{,}74\,(241{,}13 - 113{,}12) - 241{,}13 + 220{,}24 = 1532{,}54$ кДж/кг.

Тепловой баланс: теплота подведенная $q_г + q_0 = 1532{,}54 + 1058{,}81 = 2591{,}35$ кДж/кг; теплота отведенная $q_к + q_а + q_д = 1181{,}72 + 1189{,}39 + 220{,}24 = 2591{,}35$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_г = 1058{,}81/1532{,}54 = 0{,}691$.

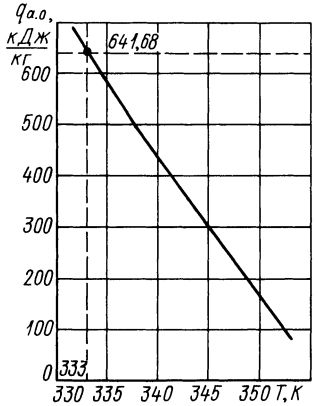


Рис. 1.38. График $q_{a.o} = \varphi(T)$

Состояние раствора, охлажденного за счет обратной подачи через абсорбер, определяют графически. Для построения зависимости $q_{a.o} = \varphi(T)$ находят массу пара, поглощенного на участках с температурой от T_m до T_{m1}, из уравнений материального баланса по участкам:

для участка $m - \mathrm{I}$ $(1 - g_m)\,\xi_{e'} + (f - 1 + g_m)\,\xi_m = (1 - g_m - g_1)\,\xi_{e'} + (f - 1 + g_m + g_1)\,\xi_{\mathrm{I}}$, $g_1 = (f - 1 + g_m)\,[(\xi_{\mathrm{I}} - \xi_m)/(\xi_{e'} - \xi_{\mathrm{I}})]$;

для участка I—II $g_2 = (f - 1 + g_m + g_1)\,[(\xi_{\mathrm{II}} - \xi_{\mathrm{I}})/(\xi_{e'} - \xi_{\mathrm{II}})]$;

для участка $(m_1 - \mathrm{I}) - m_1$ $g_{m1} = (f - 1 + g_m + g_1 + g_2 + \ldots + g_{m1-1})\,[(\xi_{m1} - \xi_{m1-1})/(\xi_{e'} - \xi_{m1})]$.

Теплоту абсорбции, выделившуюся по участкам, определяют из уравнений теплового баланса процесса абсорбции:

для участка $m - \mathrm{I}$ $(1 - g_m)\,i_8 + (f - 1 + g_m)\,i_m = (1 - g_m - g_1)\,i_8 + (f - 1 + g_m + g_1)\,i_1 + q_1$, $q_1 = (f - 1 + g_m) \times (i_m - i_1) + g_1\,(i_8 - i_1)$;

для участка I—II $q_2 = (f - 1 + g_m + g_1)\,(i_1 - i_{\mathrm{II}}) + g_2\,(i_8 - i_{\mathrm{II}})$;

для участка $(m - 1) - m_1$ $q_{m1} = (f - 1 + g_m + g_1 + g_2 + \ldots + g_{m1-1})\,(i_{m1-1} - i_{m1}) + g_{m1}\,(i_8 - i_{m1})$.

Результаты расчетов для построения графика $q_{a.o} = \varphi(T)$ приведены ниже.

T, К	353	348	343	338	333	328	323
i, кДж/кг	214,79	180,04	137,12	104,68	68,67	32,03	—1,88
ξ, кг/кг	0,1676	0,19	0,2145	0,2374	0,2625	0,2880	0,3132
g, кг/кг	0,036	0,05287	0,06129	0,06087	0,07108	0,07738	0,08215
q, кДж/кг	84,64	120,06	149,09	132,12	155,26	169,14	174,26

Согласно рис. 1.38 $T_{m1} = 333$ К.

Пример 10. Расчет циклов и тепловых потоков водоаммиачной двухступенчатой абсорбционной холодильной машины рис. 1.39, *а*).

Исходные данные

Давление греющего насыщенного водяного пара p_h, МПа 0,2698

Температура, К:

охлаждающей воды T_{w1} 298

охлаждаемого рассола T_{s2} 240

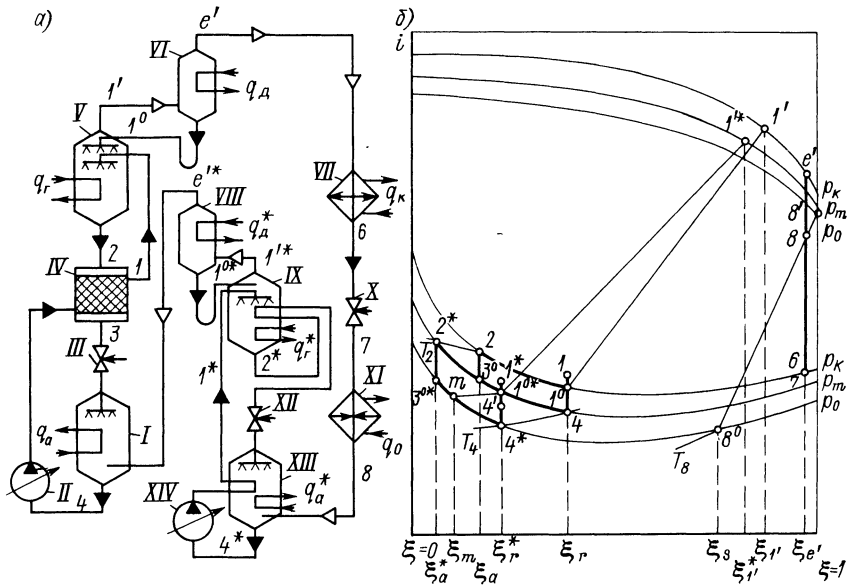


Рис. 1.39. Двухступенчатая абсорбционная холодильная машина: *а* — схема машины; *б* — процессы в ξ—i диаграмме;

I, XIII — абсорберы; *II, XIV* — насосы; *III, XII* — дроссельные вентили раствора; *IV* — теплообменник; *V, IX* — генераторы; *VI, VIII* — дефлегматоры; *VII* — конденсатор; *X* — дроссельный вентиль кладагента; *XI* — испаритель

Принятые значения температур и давлений раствора следующие: высшая температура кипения в генераторах ступеней I и II $T_2 = T_{2*} = T_h - \Delta T = 403 - 10 = 393$ К, где $T_h = 403$ К — температура греющего пара при $p_h = 0{,}2698$ МПа; низшая температура раствора в абсорберах ступеней I и II при условии параллельной подачи воды в аппараты $T_4 = T_{4*} = T_{w1} + \Delta T = 298 + 5{,}3 = 303{,}3$ К; низшая температура раствора в конденсаторе при условии параллельной подачи воды в конденсатор и абсорбер $T_6 = T_{w1} + \Delta T = 298 + 5{,}3 = 303{,}3$ К; давление в конденсаторе и генераторе высокой ступени, определенное по температуре конденсации чистого аммиака, равной $T_к = 303{,}3$ К, составляет $p_к = 1{,}17684$ МПа; низшая температура кипения в испарителе $T_0 = T_{s2} - \Delta T = 240 - 5 = 235$ К; высшая температура кипения в испарителе $T_8 = T_0 + \Delta T = 235 + 5 = 240$ К; давление в испарителе и абсорбере низкой ступени $p_0 = p'_0 - \Delta p_0 = 0{,}07982 - 0{,}00134 = 0{,}07846$ МПа, где p'_0 — давление кипения чистого аммиака при температуре $T_0 = 235$ К; давление в генераторе низкой ступени $p_m = 0{,}29421$ МПа; температура пара на выходе из дефлегматора высокой ступени $T_{e'} = T_6 + \Delta T = 303{,}3 + 14{,}7 = 318$ К, из дефлегматора низкой ступени $T_{e'*} = T_{w1} + \Delta T = 298 + 5{,}3 = 303{,}3$ К. Температуру пара на выходе из дефлегматора высокой и низкой ступеней принимают

такой, чтобы концентрация пара в точках e' и e'^* была одинаковой.

По принятым и определенным выше параметрам раствора и пара в узловых точках процессов строят в ξ — i диаграмме прямой и обратный циклы (рис. 1.39, *б*) и находят все остальные параметры, необходимые для теплового расчета.

Расчет ступени низкого давления выполняют при условии отсутствия промежуточного отбора пара после дросселирования хладагента (табл. 1.28).

Кратность циркуляции раствора:

в ступени высокого давления $f = (\xi_{e'} - \xi_a)/(\xi_r - \xi_a) = (0{,}9944 - 0{,}2495)/(0{,}4501 - 0{,}2495) = 3{,}713$ кг/кг;

в ступени низкого давления $f^* = (\xi^*_{e'} - \xi^*_a)/(\xi^*_r - \xi^*_a) = (0{,}9944 - 0{,}038)/(0{,}2521 - 0{,}036) = 4{,}467$ кг/кг.

Масса флегмы, отделяющейся в дефлегматоре:

в ступени высокого давления $R = (\xi_{e'} - \xi_{1'})/(\xi_{1'} - \xi_r) = (0{,}9944 - 0{,}9755)/(0{,}9755 - 0{,}4501) = 0{,}03597$ кг/кг;

в ступени низкого давления $R^* = (\xi^*_{e'} - \xi^*_{1'})/(\xi^*_{1'} - \xi^*_r) = (0{,}9944 - 0{,}9259)/(0{,}9259 - 0{,}2521) = 0{,}1017$ кг/кг.

Теплота дефлегматора:

ступени высокого давления $q_д = (1 + R)\, i_{1'} - i_{e'} - Ri_{1^0} = (1 + 0{,}03597)\ 1447{,}05 - 1340{,}38 - 0{,}03597 \cdot 101{,}41 = 155{,}07$ кДж/кг;

ступени низкого давления $q^*_д = (1 + R^*)\, i_{1'^*} - i_{e'^*} - R^* i_{1^{0*}} = (1 + 0{,}1017)\ 1522 - 1354{,}97 - 0{,}1017 \cdot 107{,}77 = 310{,}86$ кДж/кг.

Поскольку в ступени низкого давления имеется превышение температур ($T_{3^{0*}} > T_{1^{0*}}$), целесообразно применить в ней обратную подачу через абсорбер и генератор и дальнейший расчет циклов машины выполнить раздельно для верхней и нижней ступеней. Теплота теплообменника ступени высокого давления $q_т = (f - 1) \times (i_2 - i_3) = (3{,}713 - 1)\ (349{,}2 + 29{,}3) = 1026{,}87$ кДж/кг.

Энтальпия крепкого раствора после теплообменника $i_1 = i_4 + q_т/f = -122{,}53 + (1026{,}87/3{,}713) = 154{,}03$ кДж/кг.

Температура крепкого раствора после теплообменника, определенная при помощи графика $T = \varphi(i)$ по известным значениям i_1 и ξ_r (рис. 1.40), $T_1 = 353{,}8$ К.

Теплота генератора ступени высокого давления $q_г = i_{e'} - i_2 + f(i_2 - i_1) + q_д = 1340{,}38 - 349{,}2 + 3{,}713\ (349{,}2 - 154{,}03) + 155{,}07 = 1870{,}92$ кДж/кг. Теплота абсорбера ступени высокого давления $q_а = i_{e'^*} - i_3 + f(i_3 - i_4) = 1354{,}97 + 29{,}3 + 3{,}713 \times (-29{,}3 + 122{,}53) = 1730{,}43$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q_к = i_{e'} - i_6 = 1340{,}33 - 140{,}33 = 1200{,}05$ кДж/кг.

Энтальпия пара на выходе из испарителя $i_8 = i_{к^*} - [(i_{к^*} - i_s)/(\xi^*_к - \xi_s)]\,(\xi^*_к - \xi^{*'}_{e'}) = 1221 - [(1221 + 297{,}49)/(1 - 0{,}786) \times (1 - 0{,}9944) = 1181{,}26$ кДж/кг.

Таблица 1.28. Параметры узловых точек

Состояние вещества	Ступень высокого давления				Ступень низкого давления			
	T, К	p, МПа	ξ, кг/кг	i, кДж/кг	T, К	p, МПа	ξ, кг/кг	i, кДж/кг
Жидкость								
Слабый раствор после генератора	$T_2=393$	$p_к=1{,}17684$	$\xi_a=2495$	$i_2=349{,}2$	$T_{2°}=393$	$p_m=0{,}29421$	$\xi_a^*=0{,}038$	$i_{2°}=475{,}22$
Крепкий раствор:								
после абсорбера	$T_4=303{,}3$	$p_m=0{,}29421$	$\xi_r=0{,}4501$	$i_4=-122{,}53$	$T_{4°}=303{,}3$	$p_0=0{,}07846$	$\xi_r^*=0{,}2521$	$i_{4°}=-57{,}34$
в начале кипения в генераторе	$T_{1°}=351$	$p_к=1{,}17684$	$\xi_r=0{,}4501$	$i_{1°}=101{,}41$	$T_{1°°}=341$	$p_m=0{,}29421$	$\xi_r^*=0{,}2521$	$i_{1°°}=107{,}77$
Слабый раствор в начале поглощения в абсорбере	$T_{3°}=341{,}5$	$p_m=0{,}29421$	$\xi_a=0{,}2495$	$i_{3°}=110{,}87$	$T_{3°°}=352{,}5$	$p_0=0{,}07846$	$\xi_a^*=0{,}038$	$i_{3°°}=304{,}87$
После конденсатора	$T_6=303{,}3$	$p_к=1{,}17684$	$\xi_{e'}=0{,}9944$	$i_6=140{,}33$	—	—	—	—
В конце процесса кипения в испарителе	—	—	—	—	$T_8=240$	$p_0=0{,}07846$	$\xi_s=0{,}786$	$i_s=-297{,}4$
Слабый раствор после теплообменника	$T_3=309$	$p_к=1{,}17684$	$\xi_a=0{,}2495$	$i_3=-29{,}3$	—	—	—	—
Пар								
Равновесный крепкому раствору в генераторе	$T_{1'}=351$	$p_к=1{,}17684$	$\xi_{1'}=0{,}9755$	$i_{1'}=1447{,}05$	$T_{1'°}=341$	$p_m=0{,}29421$	$\xi_{1'}^*=0{,}9259$	$i_{1'°}=1522$
После дефлегматора	$T_{e'}=318$	$p_к=1{,}17684$	$\xi_{e'}=0{,}9944$	$i_{e'}=1340{,}38$	$T_{e'°}=303{,}3$	$p_m=0{,}29421$	$\xi_{e'}^*=0{,}9944$	$i_{e'°}=1354{,}97$
В конце процесса кипения в испарителе	—	—	—	—	$T_8=240$	$p_0=0{,}07846$	$\xi_к^*=1$	$i_{к°}=1221$

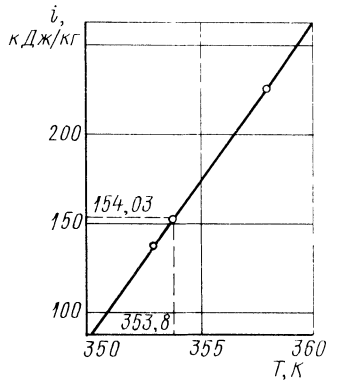


Рис. 1.40. График $T = \varphi(i)$

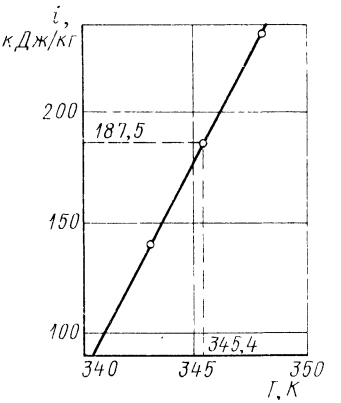


Рис. 1.41. График $T = \varphi(i)$

Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_6 = 1181{,}26 - 140{,}33 = 1040{,}93$ кДж/кг.

Масса пара, поглощенного на участке превышения температур в абсорбере низкого давления, $g_m = [(f^* - 1)(\xi_m - \xi_a^*)]/(\xi_{e'} - \xi_m) = [(4{,}467 - 1)(0{,}076 - 0{,}038)]/(0{,}9944 - 0{,}076) = 0{,}1435$ кг/кг, где ξ_m — концентрация раствора в конце процесса поглощения в абсорбере на участке превышения температур $3^0 - m$, кг/кг.

Значения $\xi_m = 0{,}076$ кг/кг и $i_m = 228{,}14$ кДж/кг определяют в $\xi - i$ диаграмме по p_0 и $T_{1^{0*}} = T_m$.

Количество теплоты абсорбции, выделенной на участке превышения температур, $q_{a2} = g_m i_8 + (f^* - 1)(i_{3^{0*}} - i_m) = 0{,}1435 \times 1181{,}26 + (4{,}467 - 1)(304{,}87 - 228{,}14) = 435{,}53$ кДж/кг.

Энтальпия крепкого раствора, поступающего в генератор низкого давления, $i_{1'} = i_{4'} + q_{a2}/f = 90 + 435{,}53/4{,}467 = 187{,}5$ кДж/кг.

Величину $i_{4'} = 90$ кДж/кг определяют по концентрации $\xi_r^* = 0{,}2521$ кг/кг и температуре $T_{4'} = T_{1^{0*}} - \Delta T = 341 - 5 = 336$ К.

По графику $T = \varphi(i)$ находят температуру раствора в начале кипения в генераторе низкого давления (рис. 1.41): $T_{1*} = 345{,}4$ К.

Теплота генератора низкого давления $q_r^* = i_{e'^*} - i_{3^{0*}} + f(i_{3^{0*}} - i_{1*}) + q_д^* = 1354{,}97 - 304{,}87 + 4{,}467\ (304{,}87 - 187{,}5) + 310{,}86 = 1885{,}25$ кДж/кг.

Теплота, отводимая от абсорбера ступени низкого давления, $q_a^* = i_8 - i_{3^{0*}} + f^*(i_{3^{0*}} - i_{4'}) - q_{a2} = 1181{,}26 - 304{,}87 + 4{,}467\ (304{,}87 - 90) - 435{,}53 = 1400{,}68$ кДж/кг.

Тепловой баланс машины: теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_0 + q_г + q_r^* = 1040{,}93 + 1870{,}92 + 1885{,}25 = 4797{,}1$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв} = q_к + q_а + q_a^* + q_д + q_д^* = 1200{,}05 + 1730{,}43 + 1400{,}68 + 155{,}07 + 310{,}86 = 4797{,}09$ кДж/кг.

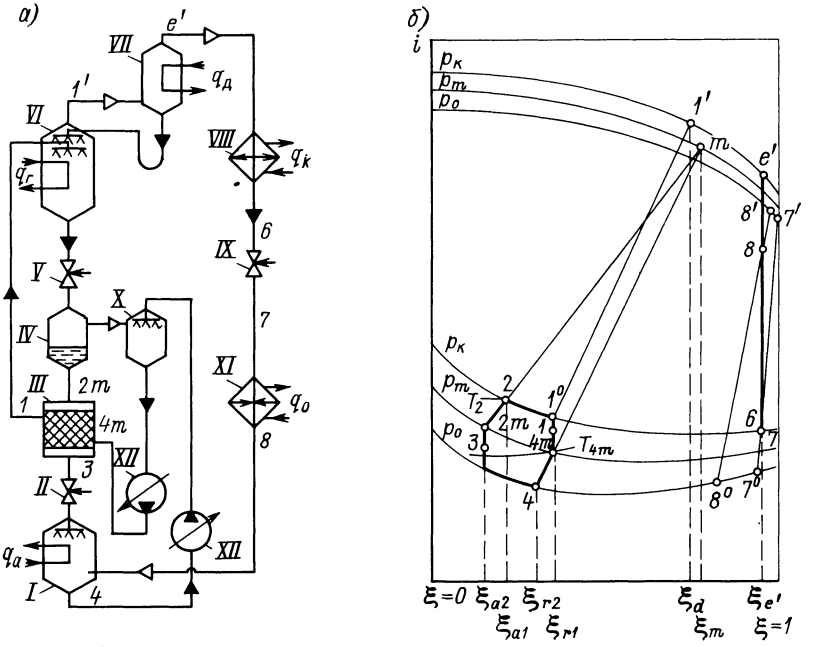


Рис. 1.42. Абсорбционная холодильная машина с материальной регенерацией: *а* — схема машины; *б* — процессы в ξ—i диаграмме;

I — абсорбер; *II*, *V* — дроссельные вентили раствора; *III* — теплообменник растворов; *IV* — отделитель пара; *VI* — генератор с ректификатором; *VII* — дефлегматор; *VIII* — конденсатор; *IX* — дроссельный вентиль хладагента; *X* — концентратор; *XI* — испаритель; *XII* — насос крепкого раствора

Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/(q_г + q_г^*) = 1040{,}93/(1870{,}92 + 1885{,}25) = 0{,}277$.

Пример 11. Расчет циклов и тепловых потоков водоаммиачной абсорбционной холодильной машины с материальной регенерацией по схеме, показанной на рис. 1.42, *а*, исходя из условий предыдущего примера.

Температура пара после дефлегматора $T_{e'} = T_в + \Delta T = 303{,}3 + 9{,}7 = 313$ К. Концентрация пара $\xi_{e'} = 0{,}9959$ кг/кг. Параметры узловых точек циклов приведены в табл. 1.29.

При принятом значении промежуточного давления $p_m = 0{,}3727$ МПа проводят изотерму в области влажного пара (рис. 1.42, *б*) для давления p_m так, чтобы она проходила через точку *2*. Эта изотерма определяет $\xi_{a2} = 0{,}1955$ кг/кг и $\xi_m = 0{,}859$ кг/кг. Построив линию смешения *4* — *m*, находим точку 4_m на пересечении этой линии с давлением p_m и значение $\xi_{r1} = 0{,}3$ кг/кг. Давление p_m выбирают методом последовательных приближений таким образом, чтобы обеспечивалось равенство между массой пара α_1, выделившегося из слабого раствора в отделителе пара после первого дросселирования, и массой пара α_2, поглощенного крепким раствором в концентраторе [6].

Таблица 1.29. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T, К	p, МПа	ξ, кг/кг	i, кДж/кг
Жидкость				
Слабый раствор после генератора	T_2=393	$p_к$ = 1,17684	ξ_{a1}=0,2495	i_2 = 349,2
Крепкий раствор после абсорбера	T_4=303,3	p_0 = 0,07846	ξ_{r2}=0,2521	i_4 = —57,34
После конденсатора	T_6=303,3	$p_к$ = 1,17684	$\xi_{e'}$=0,9959	i_6 = 141,87
Пар				
После дефлегматора	$T_{e'}$=313	$p_к$ = 1,17684	$\xi_{e'}$=0,9959	$i_{e'}$ = 1323,59
В конце кипения в испарителе	T_8=240	p_0 = 0,07846	$\xi_к$=1	$i_{8'}$ = 1221

Кратность циркуляции раствора для интервала дегазации высокого давления в пределах $\xi_{a1} - \xi_{r1}$ $f_1 = (\xi_{e'} - \xi_{a1})/(\xi_{r1} - \xi_{a1}) = (0{,}9959 - 0{,}2495)/(0{,}3 - 0{,}2495) = 14{,}78$ кг/кг.

Кратность циркуляции раствора для интервала дегазации низкого давления в пределах $\xi_{a2} - \xi_{r2}$ $f_2 = (\xi_{e'} - \xi_{a2})/(\xi_{r2} - \xi_{a2}) = (0{,}9959 - 0{,}1955)/(0{,}2521 - 0{,}1955) = 14{,}14$ кг/кг.

Пар, выделившийся из раствора при первом дросселировании, $\alpha_1 = (f_1 - 1)\ \beta_1 = (14{,}78 - 1)\ 0{,}081 = 1{,}116$ кг/кг, где $\beta_1 = (\xi_{a1} - \xi_{a2})/(\xi_m - \xi_{a2}) = (0{,}2495 - 0{,}1955)/(0{,}859 - 0{,}1955) = 0{,}081$ кг/кг.

Пар, поглощенный крепким раствором в концентраторе, $\alpha_2 = f_2\beta_2 = 14{,}14 \cdot 0{,}0789 = 1{,}116$ кг/кг, где $\beta_2 = (\xi_{r1} - \xi_{r2})/(\xi_m - \xi_{r2}) = (0{,}3 - 0{,}2521)/(0{,}859 - 0{,}2521) = 0{,}0789$ кг/кг.

Поскольку $\alpha_1 = \alpha_2$, значение p_m выбрано правильно. Температура слабого раствора после теплообменника $T_3 = T_{4m} + \Delta T = 338 + 3 = 341$ К.

Параметры дополнительных узловых точек прямого цикла, определенные после нахождения p_m, ξ_{a2} и ξ_{r1}, приведены в табл. 1.30.

Теплота теплообменника $q_т = f_2\ (i_{2m} - i_3) = 14{,}14\ (224{,}45 - 140{,}65) = 1184{,}93$ кДж/кг.

Состояние крепкого раствора после теплообменника $i_1 = q_т/f_1 + i_{4m} = 1184{,}93/14{,}78 + 79{,}61 = 159{,}78$ кДж/кг; $T_1 = 360$ К.

Масса флегмы, образующейся в дефлегматоре, $R = (\xi_{e'} - \xi_{1'})/(\xi_{1'} - \xi_{r1}) = (0{,}9959 - 0{,}909)/(0{,}909 - 0{,}3) = 0{,}1427$ кг/кг.

Теплота дефлегматора $q_д = (1 + R)\ i_{1'} - i_{e'} - Ri_{1'} = (1 + 0{,}1427)\ 1608{,}24 - 1323{,}59 - 0{,}1427 \cdot 273{,}87 = 475{,}07$ кДж/кг.

Теплота генератора $q_г = i_{e'} - i_2 + f_1\ (i_2 - i_1) + q_д = 1323{,}59 - 349{,}2 + 14{,}78\ (349{,}2 - 159{,}78) + 475{,}07 = 4249{,}09$ кДж/кг.

Таблица 1.30. **Параметры узловых точек**

Состояние вещества	T, К	p, МПа	ξ, кг/кг	i, кДж/к
Жидкость				
Слабый раствор: на входе в теплообменник	$T_{2m}=360,5$	$p_m=0,3727$	$\xi_{a2}=0,1955$	$i_{2m}=224,45$
на выходе из теплообменника	$T_3=341$	$p_m=0,3727$	$\xi_{a2}=0,1955$	$i_3=140,65$
Крепкий раствор: на входе в теплообменник	$T_{4m}=338$	$p_к=1,17684$	$\xi_{r1}=0,3$	$i_{4m}=79,61$
в начале кипения в генераторе	$T_{1^0}=381$	$p_к=1,17684$	$\xi_{r1}=0,3$	$i_{1^0}=273,87$
Пар				
После генератора	$T_{1'}=381$	$p_к=1,17684$	$\xi_d=0,909$	$i_{1'}=1608,24$

Теплота конденсатора $q_к^{'}=i_{e'}-i_6=1323,59-141,87=1181,72$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0=i_8-i_6=1203,31-141,87=1061,44$ кДж/кг, где $i_8=i_к-[(i_к-i_s)/(\xi_к-\xi_s)]\,(\xi_к-\xi_{e'})=1221-[(1221-297,49)/(1-0,786)]\,(1-0,9959)=1203,31$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а=i_8-i_2+f_2\,(i_3-i_4)=1203,31-349,2+14,14\,(140,65+57,34)=3653,69$ кДж/кг.

Тепловой баланс машины: теплота подведенная $\sum q_{подв}=q_г+q_0=4249,09+1061,44=5310,63$ кДж/кг; теплота отведенная $\sum q_{отв}=q_к+q_а+q_д=1181,72+3653,69+475,07=5310,48$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\zeta=q_0/q_г=1061,44/4249,09=0,25$.

Анализ эффективности различных схем одноступенчатых абсорбционных водоаммиачных холодильных машин. Тепловые потоки циклов машин, работающих по различным схемам, для условий примера 1 приведены в табл. 1.31.

Как следует из таблицы, наименьшей энергетической эффективностью характеризуется простейшая схема машины без теплообменника растворов и ректификации пара. Введение регенеративного теплообмена между слабым и кислым растворами уменьшает количество теплоты, подводимой от внешнего греющего источника в генераторе, и количество теплоты, отводимой в абсорбере охлаждающей водой, и повышает тепловой коэффициент. Введение в схему машины различных способов ректификации пара приводит к дальнейшему повышению энергетической эффективности циклов. Введение в расчет машины сопротивлений в трубопроводах между аппаратами, а также учет неполноты процессов кипения и абсорбции вследствие конечного вре-

Таблица 1.31. **Основные расчетные величины тепловых потоков различных схем одноступенчатых абсорбционных водоаммиачных холодильных машин**

Схема машины	$q_г$	$q_о$	$\Sigma q_{подв}$	$q_к$	$q_а$	$q_д$	$\Sigma q_{отв}$	ζ
	кДж/кг							
Теоретические циклы								
Без теплообменника и ректификатора	3187,53	572,92	3760,45	1757,7	3002,75	—	3760,45	0,18
С теплообменником (без ректификатора)	2189,56	572,92	2762,48	1757,7	1004,78	—	2762,48	0,262
С теплообменником, ректификатором и дефлегматором, охлаждаемым водой	2170,42	1035,78	3206,2	1181,72	1708,03	316,47	3206,22	0,477
С теплообменником и ректификацией частью жидкого хладагента, отводимого из конденсатора	2143,54	1096,52	3240,06	1485,86	1754,19	—	3240,05	0,512
С теплообменником и ректификацией частью крепкого раствора, отводимого помимо теплообменника	1853,98	1035,78	2889,76	1181,72	1708,03	—	2889,75	0,575
Действительные циклы								
С теплообменником, ректификатором и дефлегматором, охлаждаемым водой	2652,02	1057,07	3709,09	1178,6	2129,26	401,23	3709,9	0,399

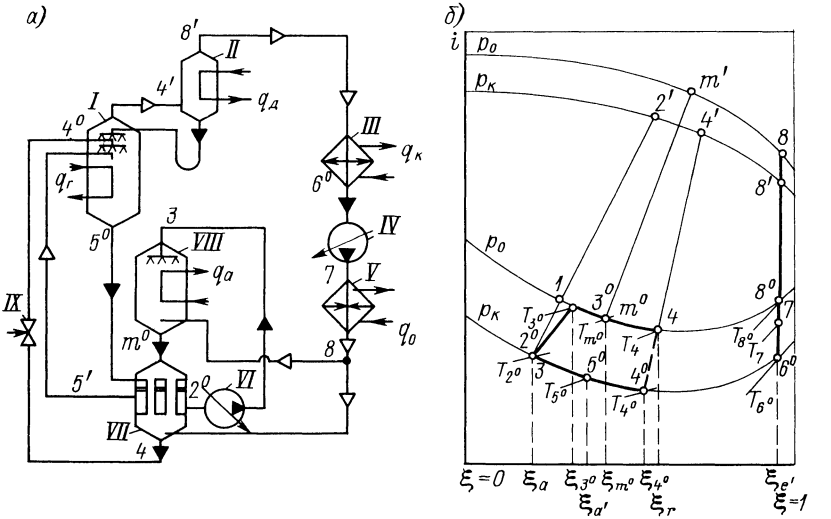


Рис. 1.43. Водоаммиачный тепловой насос: *а* **— схема насоса;** *б* **— процессы в** ξ**—**i **диаграмме;**

I — генератор с ректификатором; *II* — дефлегматор; *III* — конденсатор; *IV* — насос рабочего вещества; *V* — испаритель; *VI* — насос слабого раствора; *VII* — регенератор; *VIII* — абсорбер; *IX* — дроссельный вентиль крепкого раствора

мени протекания процессов существенно сказываются на снижении энергетической эффективности циклов.

Пример 12. Расчет циклов и тепловых потоков водоаммиачного теплового насоса, работающего по схеме с внутренней регенерацией теплоты (с узлом превышения температур), показанной на рис. 1.43, *а*.

Исходные данные следующие: температура греющей воды $T_{h1} = 323$ К; температура наружного воздуха $T_{0.с} = 233$ К; подача греющей воды в испаритель и генератор параллельная; подача охлаждающего рассола (водный раствор $CaCl_2$) в конденсатор и дефлегматор последовательная. Температура рассола на выходе из градирни $T_{s1} = T_{0.с} + \Delta T = 233 + 5 = 238$ К.

Принятые значения температур и давлений раствора следующие: низшая температура конденсации раствора в конденсаторе $T_{6^0} = T_{s1} + \Delta T = 238 + 17 = 255$ К; давление в конденсаторе и генераторе принимается одинаковым и определяется по температуре конденсации чистого аммиака $T_к = 255$ К; $p_к = 0{,}2076$ МПа; температура пара на выходе из дефлегматора $T_{e'} = T_к + \Delta T = 255 + 14 = 269$ К; по значениям $p_к$ и $T_{e'}$ концентрация пара на выходе из дефлегматора $\xi_{e'} = 0{,}999$ кг/кг; высшая температура кипения раствора в испарителе $T_{8^0} = T_{h1} - \Delta T = 323 - 7 = 316$ К; давление в испарителе и абсорбере $p_0 = 1{,}6878$ МПа; последнее определяют по таблицам термодинамических параметров равновесных фаз водоаммиачного раствора; высшая температура кипения раствора в генераторе $T_{5^0} = T_{h1}$ —

Таблица 1.32. **Параметры узловых точек**

Состояние вещества	T, К	p, МПа	ξ, кг/кг	i, кДж/кг
Жидкость				
После генератора	$T_{5^0}=316$	$p_к=0{,}2076$	$\xi_{a'}=0{,}321$	$i_{5^0}=-35{,}59$
На входе в абсорбер	$T_3=338{,}5$	$p_0=1{,}6878$	$\xi_a=0{,}213$	$i_3=121{,}42$
После конденсатора	$T_{6^0}=255$	$p_к=0{,}2076$	$\xi_{e'}=0{,}999$	$i_{6^0}=92{,}11$
Соответствует высшей температуре адсорбции в абсорбере	$T_{3^0}=386{,}5$	$p_0=1{,}6878$	$\xi_{3^0}=0{,}351$	$i_{3^0}=288{,}9$
В конце кипения в испарителе	$T_{8^0}=316$	$p_0=1{,}6878$	$\xi_s=0{,}993$	$i_к=1282{,}61$
Слабый раствор после регенератора	$T_{2^0}=338{,}5$	$p_к=0{,}2076$	$\xi_a=0{,}213$	$i_{2^0}=121{,}42$
Крепкий раствор:				
после регенератора	$T_4=354{,}5$	$p_0=1{,}6878$	$\xi_4=0{,}523$	$i_4=121{,}42$
на входе в генератор	$T_{4^0}=295{,}5$	$p_к=0{,}2076$	$\xi_{4^0}=0{,}421$	$i_{4^0}=-140{,}26$
после абсорбера	$T_{m^0}=368{,}5$	$p_0=1{,}6878$	$\xi_{m^0}=0{,}44$	$i_{m^0}=186{,}32$
Пар				
После испарителя	$T_8=316$	$p_0=1{,}6878$	$\xi_{e'}=0{,}999$	$i_8=1314{,}72$
» дефлегматора	$T_{9'}=269{,}3$	$p_к=0{,}2076$	$\xi_{e'}=0{,}999$	$i_{9'}=1283{,}73$
Равновесный раствору:				
крепкому в конце процесса абсорбции в регенераторе	$T_{4'}=354{,}5$	$p_0=1{,}6878$	$\xi_{4'}=0{,}994$	$i_{4'}=1348{,}21$
слабому в конце кипения в генераторе	$T_{5'}=316$	$p_к=0{,}2076$	$\xi_{5'}=0{,}972$	$i_{5'}=1410{,}02$

$-\Delta T = 323 - 7 = 316$ К; по значениям $p_к$ и T_{5^0} на $\xi - i$ диаграмме находят положение точки 5^0 и определяют $\xi_{a'} = 0{,}321$ кг/кг и $i_{5^0} = -35{,}59$ кДж/кг.

Диапазон дегазации раствора в генераторе на основании опытных данных принимается равным $\Delta\xi = 10$ %, тогда концентрация раствора на входе в генератор $\xi_{4^0} = \xi_{a'} + \Delta\xi = 0{,}321 + 0{,}1 = 0{,}421$ кг/кг. По значению точки 4^0 путем графического построения на $\xi - i$ диаграмме изотермы в области влажного пара, проходящей через точку 4^0, находят точки 4 и $4'$ и все параметры крепкого раствора в конце процесса абсорбции в регенераторе и пара, равновесного этому раствору. Высшая температура кипения раствора в испарителе $T_{8^0} = T_{h1} - \Delta T = 323 - 7 = 316$ К. Давление в испарителе и абсорбере принимается одинаковым и определяется по температуре кипения чистого аммиака T_{8^0}. Принимается $p_0 = 1{,}6878$ МПа. Энтальпия пара на выходе из испарителя, найденная по значениям p_0, $\xi_{e'}$ и $T_8 = T_{8^0}$, составит $i_8 = 1314{,}72$ кДж/кг. Задаваясь перепадом температур между крепким и слабым растворами $\Delta T = 16$ °С на выходе из регенератора,

определяют состояние слабого раствора в конце кипения в регенераторе: $T_{2^0} = T_4 - \Delta T = 354{,}5 - 16 = 338{,}5$ К. По известным параметрам точки 2^0 находят точку *3* — состояние слабого раствора на входе в абсорбер (после насоса).

Процессы машины в ξ—i диаграмме показаны на рис. 1.43, *б*. Параметры узловых точек циклов для данной схемы машины приведены в табл. 1.32.

Кратность циркуляции раствора $f = (\xi_{e'} - \xi_a)/(\xi_4 - \xi_a) = (0{,}099 - 0{,}213)/(0{,}523 - 0{,}213) = 2{,}54$ кг/кг.

Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_6 = 1314{,}72 - 92{,}11 = 1222{,}61$ кДж/кг. Теплота дефлегматора $q_д = (1 + R)\, i_{4'} - i_{8'} - R i_{4^0} = (1 + 0{,}00873)\, 1348{,}21 - 1283{,}73 - 0{,}00873 \times (-140{,}26) = 77{,}48$ кДж/кг, где R — масса флегмы, стекающей из дефлегматора в генератор, отнесенная к 1 кг концентрированного пара: $R = (\xi_{e'} - \xi_{4'})/(\xi_{4'} - \xi_{4^0}) = (0{,}999 - 0{,}994)/(0{,}994 - 0{,}421) = 0{,}00873$ кг/кг.

Теплота генератора $q_г = i_{8'} - (1 - g_г)\, i_{5'} + (f - g_г)\, i_{5^0} - f i_4 + q_д = 1283{,}73 - (1 - 0{,}762)\, 1410{,}02 + (2{,}54 - 0{,}762) \times (-35{,}59) - 2{,}54 \cdot 121{,}42 + 77{,}48 = 653{,}94$ кДж/кг, где $g_г$ — масса пара, выпаренного в генераторе, отнесенная к 1 кг сконденсированного пара в конденсаторе. Из материального баланса генератора следует $f\xi_4 = (f - g_г)\, \xi_{a'} + g_г \xi_{4'}$, откуда $g_г = f\,(\xi_4 - \xi_{a'})/(\xi_{4'} - \xi_{a'}) = 2{,}54\ (0{,}523 - 0{,}321)/(0{,}994 - 0{,}321) = 0{,}762$ кг/кг.

Теплота, подведенная к раствору в аппарате «превышения температур» (регенераторе), в процессе его дальнейшего кипения за счет теплоты абсорбции (процесс 5^0—2^0) достигнет значения $q'_{a2} = (1 - g_г)\, i_{5'} + (f - 1)\, i_{2^0} - (f - g_г)\, i_{5^0} = (1 - 0{,}762) \times 1410{,}02 + (2{,}54 - 1)\, 121{,}42 - (2{,}54 - 0{,}762)\, (-35{,}59) = 585{,}85$ кДж/кг.

Теплота конденсатора $q_к = i_{8'} - i_{6^0} = 1283{,}73 - 92{,}11 = 1191{,}62$ кДж/кг.

Теплота абсорбции, отведенная от крепкого раствора при высоком давлении p_0 в регенераторе (процесс $m^0 - 4$), $q''_{a2} = (f - 1 + g_a)\, i_{m^0} + (1 - g_a)\, i_8 - f i_4 = (2{,}54 - 1 + 0{,}626)\, 186{,}32 + (1 - 0{,}626)\, 1314{,}72 - 2{,}54 \cdot 121{,}42 = 586{,}86$ кДж/кг, где g_a — масса пара, поглощенного в абсорбере, отнесенная к 1 кг пара, сконденсированного в конденсаторе. Из материального баланса абсорбера $(f - 1)\, \xi_a + g_a \xi_{e'} = (f - 1 + g_a)\, \xi_{m^0}$, откуда $g_a = (f - 1)\, (\xi_{m^0} - \xi_a)/(\xi_{e'} - \xi_{m^0}) = (2{,}54 - 1)\, (0{,}44 - 0{,}213)/(0{,}999 - 0{,}44) = 0{,}626$ кг/кг.

В случае несовпадения значений q'_{a2} и q''_{a2}, найденных ранее, необходимо задаться новыми значениями T_{m^0} и ξ_{m^0} на линии $p_0 = \text{const}$ и повторить определение q''_{a2} до полного совпадения.

Теплота абсорбера (удельная массовая теплопроизводительность машины) $q_a = (f - 1)\, i_3 + g_a i_8 - (f - 1 + g_a)\, i_{m^0} = (2{,}54 - 1)\, 121{,}42 + 0{,}626 \cdot 1314{,}72 - (2{,}54 - 1 + 0{,}626) \times 186{,}32 = 606{,}44$ кДж/кг.

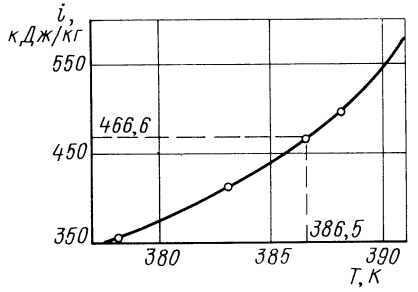


Рис. 1.44. График $T = \varphi(i)$

Энтальпия смеси после смешения в абсорбере слабого раствора (точка *3*) и пара (точка *8*) составит $i_{см} = [(f - 1) i_3 + g_a i_8]/(f - 1 + g_a) = [(2{,}54 - 1) 121{,}42 + 0{,}626 \times 1314{,}72]/(2{,}54 - 1 + 0{,}626) = 466{,}6$ кДж/кг.

По графику $T = \varphi(i)$ для влажного пара определяют $T_{см} = T_{3^0}$ и тем самым точку 3^0, соответствующую высшей температуре абсорбции (рис. 1.44). В связи с тем что в абсорбере происходит смешение пара и слабого раствора неравновесных состояний, часть теплоты абсорбции расходуется на подогревание жидкости от состояния в точке *3* до состояния в точке 3^0.

Количество теплоты, необходимой для указанного подогрева жидкости, $q_{а.вн} = (f - 1) i_3 + g_{а.вн} i_8 - (f - 1 + g_{а.вн}) i_{3^0} = (2{,}54 - 1) 121{,}42 + 0{,}328 \cdot 1314{,}72 - (2{,}54 - 1 + 0{,}328) \times 288{,}9 = 77{,}88$ кДж/кг, где $g_{а.вн}$ — масса пара, поглощенного в абсорбере на участке подогревания слабого раствора от состояния в точке *3* до состояния в точке 3^0, отнесенная к 1 кг пара, сконденсированного в конденсаторе: $g_{а.вн} = (f - 1)(\xi_{3^0} - \xi_а)/(\xi_{e'} - \xi_{3^0}) = (2{,}54 - 1)(0{,}351 - 0{,}213)/(0{,}999 - 0{,}351) = 0{,}328$ кг/кг.

Полезная удельная массовая теплопроизводительность машины $q_а^{нетто} = q_а - q_{а.вн} = 606{,}44 - 77{,}88 = 528{,}56$ кДж/кг.

Тепловой баланс машины: подведенная теплота $\sum q_{подв} = q_0 + q_г = 1222{,}61 + 653{,}94 = 1876{,}55$ кДж/кг; отведенная теплота $\sum q_{отв} = q_к + q_д + q_а = 1191{,}62 + 77{,}48 + 606{,}44 = 1875{,}54$ кДж/кг.

Коэффициент трансформации:

без учета внутренних потерь теплоты в абсорбере $M_т = q_а/(q_0 + q_г) = 606{,}44/1876{,}55 = 0{,}323$;

с учетом внутренних потерь теплоты в абсорбере $M_т' = q_а^{нетто}/(q_0 + q_г) = 528{,}56/1876{,}55 = 0{,}282$.

Пример 13. Расчет тепловых потоков бромистолитиевой абсорбционной холодильной машины (рис. 1.45) без учета основных необратимых потерь термодинамических процессов.

Исходные данные

Температура воды, К:

греющей T_h 373

охлаждающей T_w 299

охлажденной T_s 280

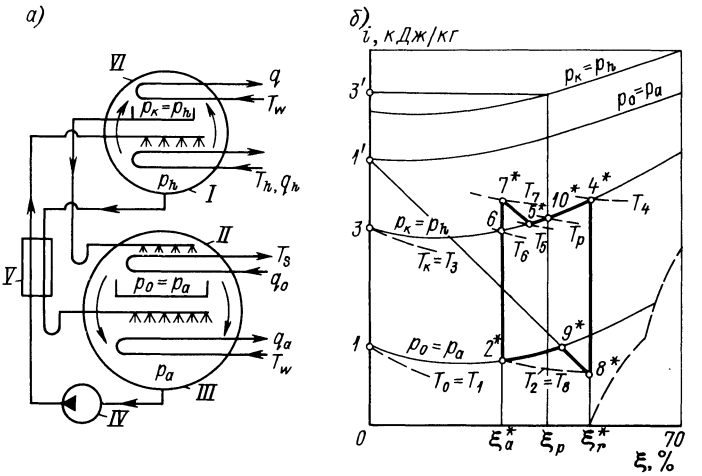


Рис. 1.45. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина: *а* — схема машины; *б* — процессы в ξ—*i* диаграмме; *I* — генератор; *II* — испаритель; *III* — абсорбер; *IV* — насос слабого раствора; *V* — теплообменник; *VI* — конденсатор

Принятые значения температур и давлений следующие. Высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе $T_4 = T_h - \Delta T_h$. Разность температур $\Delta T_h = 10 \div 20$ К, в зависимости от типа генератора, тогда $T_4 = 273 - 15 = 258$ К. Температура конденсации при условии параллельной подачи воды в абсорбер и конденсатор $T_к = T_w + \Delta T_w$. Разность температур $\Delta T_w = 8 \div 10$ К, тогда $T_к = 299 + 8 = 307$ К. Давление конденсации пара в конденсаторе определяют по диаграмме концентрация — энтальпия (ξ — *i*) для водного раствора бромистого лития [42, 43] в области жидкости при $\xi = 0$ и $T_к = 307$ К: $p_к = 5{,}45$ кПа. При отсутствии гидравлических сопротивлений прохождению пара из генератора в конденсатор давление кипения раствора в генераторе принимается равным давлению в конденсаторе, т. е. $p_h = p_к = 5{,}45$ кПа.

Низшая температура раствора в конце процесса абсорбции пара в абсорбере $T_2 = T_w + \Delta T_a$. Разность температур ΔT_a принимается в пределах 8—15 К. Тогда $T_2 = 299 + 8 = 307$ К. Температура кипения воды в испарителе $T_0 = T_s - \Delta T_s$. Разность температур ΔT_s принимается в пределах 2—5 К. Тогда $T_0 = 280 - 3 = 277$ К. Давление кипения в испарителе определяют по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара или по ξ—*i* диаграмме (при $\xi = 0$ и $T_0 = 277$ К) [32]: $p_0 = 0{,}83$ кПа. При отсутствии гидравлических сопротивлений прохождению пара из испарителя в абсорбер давление в абсорбере принимается равным давлению в испарителе, т. е. $p_a = p_0 = 0{,}83$ кПа. Температура крепкого раствора на выходе из тепло-

Таблица 1.33. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T, К	p, кПа	ξ, %	i, кДж/кг
Жидкость				
Вода после конденсатора	$T_и = T_з = 307$	$p_н = 5,45$	$\xi = 0$	$i_з = 561,1$
Раствор:				
крепкий после генератора	$T_4 = 358$	$p_h = 5,45$	$\xi_г^* = 64$	$i_{4*} = 353,8$
слабый после абсорбера	$T_2 = 307$	$p_а = 0,83$	$\xi_а^* = 57,3$	$i_{2*} = 251,22$
крепкий после теплообменника	$T_8 = 307$	$p_h = 5,45$	$\xi_г^* = 64$	$i_{8*} = 262,9$
Вода в испарителе	$T_0 = T_1 = 277$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_1 = 435,5$
Пар				
После испарителя	$T_{1'} = T_0 = 277$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_{1'} = 2914,2$

обменника при отсутствии в нем недорекуперации теплоты $T_8 = T_2 = 307$ К.

Параметры узловых точек циклов, изображенных на рис. 1.45, приведены в табл. 1.33.

Кратность циркуляции раствора $f^* = \xi_г^*/(\xi_г^* - \xi_а^*) = 64/(64 - 57,3) = 9,552$ кг/кг.

Теплота теплообменника $q_т^* = (f^* - 1)(i_{4*} - i_{8*}) = (9,552 - 1)(353,8 - 262,9) = 777,38$ кДж/кг. Энтальпия слабого раствора после теплообменника $i_{7*} = i_{2*} + q_т^*/f^* = 251,22 + 777,38/9,552 = 332,6$ кДж/кг. По значению $i_{7*} = 332,6$ кДж/кг при $\xi_а^* = 57,3$ % по ξ—i диаграмме определяют положение точки *7** и температуру слабого раствора на выходе из теплообменника $T_7 = 349$ К. В связи с тем что слабый раствор на входе в генератор перегрет, в генераторе осуществляется сначала адиабатно-изобарный процесс десорбции (*7**—*5**), в результате чего концентрация раствора увеличивается, а температура его снижается до равновесной T_5. Температура T_5 выше равновесной T_6 при известных $\xi_а^*$, p_h: $T_5 = 345$ К, $T_6 = 343,5$ К. Средняя температура раствора, кипящего в генераторе, $T_р = (T_4 + T_5)/2 = (358 + 345)/2 = 351,5$ К.

Концентрация раствора, соответствующая температуре $T_р$ (точка *10**), $\xi_р = 60,8$ %.

Энтальпия перегретого пара на выходе из генератора определяется по ξ—i диаграмме при известных p_h и $\xi_р$: $i_{3'} = 3064$ кДж/кг. Теплота генератора $q_h = i_{3'} + (f^* - 1)i_{4*} - f^* i_{7*} = 3064 + (9,552 - 1)353,8 - 9,552 \cdot 332,6 = 2912,7$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_{1'} - i_3 = 2914,2 - 561,1 = 2353,1$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q = i_{3'} - i_3 =$

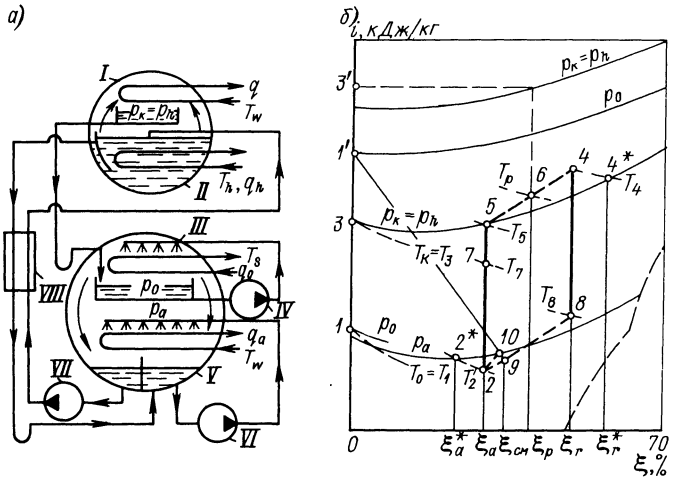


Рис. 1.46. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина: *а* — схема машины; *б* — процессы в ξ—*i* диаграмме;
I — конденсатор; *II* — генератор; *III* — испаритель; *IV, VI, VII* — насосы рециркулируемой воды, смешанного и слабого растворов соответственно; *V* — абсорбер; *VIII* — теплообменник

$= 3064 - 561{,}1 = 2502{,}9$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а = i_{1'} + (f^* - 1)\, i_{8*} - f^* i_{2*} = 2914{,}2 + (9{,}552 - 1)\, 262{,}9 - 9{,}552 \times 251{,}22 = 2762{,}9$ кДж/кг.

Абсорбция состоит из двух процессов: адиабатно-изобарного (*8**—*9**) и изобарного (*9**—*2**).

Теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_h + q_0 = 2912{,}7 + 2353{,}1 = 5265{,}8$ кДж/кг. Теплота отведенная $\sum q_{отв} = q + q_а = 2502{,}9 + 2762{,}9 = 5265{,}8$ кДж/кг. Тепловой баланс $\sum q_{подв} = \sum q_{отв} = 5265{,}8$ кДж/кг. Тепловой коэффициент $\zeta^* = q_0/q_h = 2353{,}1/2912{,}7 = 0{,}808$.

Пример 14. Расчет тепловых потоков бромистолитиевой абсорбционной холодильной машины (рис. 1.46) с учетом основных необратимых потерь термодинамических процессов.

Схема машины — с генератором затопленного типа и рециркуляцией слабого раствора и воды соответственно через абсорбер и испаритель. Подача охлаждающей воды в абсорбер и конденсатор параллельная.

Исходные данные

Температура воды, К:
- греющей T_h 383
- охлаждающей T_w 299
- охлажденной T_s 280

Принятые значения температур и давлений следующие. Высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе $T_4 = T_h - \Delta T_h = 383 - 18 = 365$ К. Температуры конденсации

водяного пара $T_к$, раствора в конце процесса абсорбции T_2, кипения воды в испарителе T_0 принимаются такими же, как и в предыдущем примере, т. е. $T_к = 307$ К, $T_2 = 307$ К, $T_0 = 277$ К. Давления конденсации $p_к$ и кипения p_0 рабочего тела соответственно будут $p_к = 5{,}45$ кПа, $p_0 = 0{,}83$ кПа.

Так как давление конденсации пара рабочего тела значительно выше давления его кипения, удельный объем пара в конденсаторе при данных условиях почти в шесть раз ниже удельного объема пара в испарителе. В связи с этим в блоке генератор — конденсатор скорость движения пара из генератора в конденсатор будет низкой и гидравлическими сопротивлениями прохождению пара между указанными аппаратами можно пренебречь и принять давление кипения раствора p_h равным давлению конденсации пара $p_к$, т. е. $p_h = p_к = 5{,}45$ кПа. В блоке абсорбер — испаритель из-за высокого значения удельного объема пара скорость его движения из испарителя в абсорбер будет значительной (40—50 м/с), вследствие чего необходимо учесть суммарные гидравлические сопротивления $\sum \Delta p$ на всех участках движения пара из испарителя в абсорбер. По опытным данным в промышленных типах машин величина $\sum \Delta p$ достигает 0,133 кПа. Тогда давление пара в абсорбере $p_а = p_0 - \sum \Delta p = 0{,}83 - 0{,}133 = 0{,}697$ кПа. Теоретическое значение концентраций $\xi_а^*$ слабого и ξ_r^* крепкого растворов определяют по ξ—i диаграмме по соответствующим значениям T_2, $p_а$ и T_4, p_h (рис. 1.46): $\xi_а^* = 58{,}6$ %, $\xi_r^* = 67{,}5$ %. Действительная концентрация крепкого раствора ниже теоретического значения ξ_r^* на величину недовыпаривания $\Delta\xi_r$ раствора, которое в генераторе затопленного типа возникает в основном из-за отрицательного влияния на процесс кипения гидростатического давления столба кипящего раствора.

По опытным данным в генераторах затопленного типа промышленных машин величина $\Delta\xi_r$ изменяется в зависимости от параметров работы в пределах 2,5—3,5 %. Тогда $\xi_r = \xi_r^* - \Delta\xi_r = 67{,}5 - 3{,}5 = 64{,}0$ %. Действительная концентрация крепкого раствора из-за опасности его кристаллизации в аппаратах, трубопроводах и других элементах машины не должна превышать 64 %.

Если $\xi_r \geqslant 64$ %, то необходимо изменить температуру T_4 крепкого раствора или давление его кипения p_h путем увеличения соответственно величины ΔT_h или температуры конденсации $T_к$. Можно одновременно изменять T_4 и $T_к$ до тех пор, пока не будет выполнено условие $\xi_r \leqslant 64$ %. Действительная концентрация слабого раствора $\xi_а$ в абсорбере выше теоретического значения концентрации $\xi_а^*$ на величину недонасыщения $\Delta\xi_а$ раствора.

Величина $\Delta\xi_а$ зависит от параметров работы машины и может изменяться в пределах 0,5—2,5 %. Тогда $\xi_а = \xi_а^* + \Delta\xi_а = 58{,}6 + 1{,}4 = 60{,}0$ %. При наличии конечной разности $\Delta T_р$ температур на «холодной» стороне теплообменника температура крепкого раствора на выходе из него $T_8 = T_2 + \Delta T_р$. Разность

Таблица 1.34. Параметры узловых точек

Состояние вещества	T, К	p, кПа	ξ, %	i, кДж/кг
Жидкость				
Вода после конденсатора	$T_к = T_з = 307$	$p_к = 5{,}45$	$\xi = 0$	$i_з = 561{,}1$
Раствор:				
крепкий после генератора	$T_4 = 365$	$p_h = 5{,}45$	$\xi_г = 64$	$i_4 = 366{,}8$
слабый после абсорбера	$T_2 = 307$	$p_а = 0{,}697$	$\xi_а = 60$	$i_2 = 252{,}9$
крепкий после теплообменника	$T_8 = 322$	$p_h = 5{,}45$	$\xi_г = 64$	$i_8 = 289{,}74$
Вода в испарителе	$T_0 = T_1 = 277$	$p_0 = 0{,}83$	$\xi = 0$	$i_1 = 435{,}5$
Пар				
После испарителя	$T_{1'} = 277$	$p_0 = 0{,}83$	$\xi = 0$	$i_{1'} = 2914{,}2$

температур $\Delta T_р$ принимается в пределах 15—20 К. Тогда $T_8 = 307 + 15 = 322$ К. Параметры узловых точек циклов, изображенных на рис. 1.46, приведены в табл. 1.34.

Кратность циркуляции раствора $f = \xi_г/(\xi_г - \xi_а) = 64/(64 - 60) = 16$ кг/кг. Теплота теплообменника $q_т = (f - 1)(i_4 - i_8) = (16 - 1)(366{,}8 - 289{,}74) = 1159{,}9$ кДж/кг. Энтальпия слабого раствора после теплообменника $i_7 = i_2 + q_т/f = 252{,}9 + 1155{,}9/16 = 325{,}14$ кДж/кг. По величине $i_7 = 325{,}14$ кДж/кг при $\xi_а = 60$ % из ξ—i диаграммы определяют положение точки *7* и температуру слабого раствора на выходе из теплообменника: $T_7 = 345{,}5$ К.

В связи с тем что слабый раствор на входе в генератор недогрет до состояния равновесия, он сначала подогревается в нем до равновесного состояния *5* и затем кипит в процессе *5—4*. Температуру T_5 находят по ξ—i диаграмме по известным значениям p_h и $\xi_а$: $T_5 = 349{,}5$ К. Средняя температура раствора, кипящего в генераторе, $T_р = (T_4 + T_5)/2 = (365 + 349{,}5)/2 = 357{,}25$ К. Концентрация раствора, соответствующая температуре $T_р$ (точка *6*), $\xi_р = 61{,}8$ %. Энтальпию перегретого пара на выходе из генератора определяют по ξ—i диаграмме при известных p_h и $\xi_р$: $i_{3'} = 3067{,}4$ кДж/кг. Теплота генератора $q_h = i_{3'} + (f - 1) i_4 - f i_7 = 3067{,}4 + (16 - 1)\,366{,}8 - 16 \cdot 325{,}14 = 3367{,}1$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_{1'} - i_3 = 2914{,}2 - 561{,}1 = 2353{,}1$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q = i_{3'} - i_3 = 3067{,}4 - 561{,}1 = 2506{,}3$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а = i_{1'} + (f - 1) i_8 - f i_2 = 2914{,}2 + (16 - 1)\,289{,}74 - 16 \cdot 252{,}9 = 3213{,}9$ кДж/кг. Теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_h + q_0 = 3367{,}1 + 2353{,}1 = 5720{,}2$ кДж/кг. Теплота отведенная $\sum q_{отв} = q + q_а = 2506{,}3 + 3213{,}9 = 5720{,}2$ кДж/кг. Тепловой баланс $\sum q_{подв} = \sum q_{отв} = 5720{,}2$ кДж/кг. Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_h = 2353{,}1/3367{,}1 = 0{,}699$.

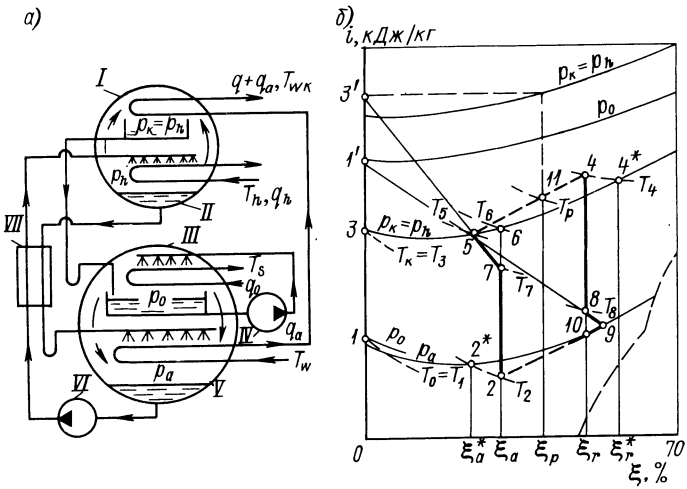


Рис. 1.47. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина: *а* — схема машины; *б* — процессы в ξ—*i* диаграмме;

I — конденсатор; *II* — генератор; *III* — испаритель; *IV*, *VI* — насосы рециркулируемой воды и слабого раствора соответственно; *V* — абсорбер; *VII* — теплообменник

Пример 15. Расчет тепловых потоков бромистолитиевой абсорбционной холодильной машины (рис. 1.47) по условиям примера 14 с учетом основных необратимых потерь термодинамических процессов.

Схема машины — с генератором оросительного типа, с рециркуляцией воды через испаритель и без рециркуляции слабого и крепкого растворов соответственно через абсорбер и генератор. Подача охлаждающей воды в абсорбер и конденсатор последовательная: сначала в абсорбер, а затем в конденсатор.

Принятые значения температур и давлений следующие. Высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе $T_4 = T_h - \Delta T_h = 383 - 16 = 367$ К. При температуре нагрева охлаждающей воды в абсорбере $\Delta T_{wa} = 5$ К температура конденсации составит $T_к = T_w + \Delta T_{wa} + \Delta T_w = 299 + 5 + 8 = 312$ К. Давление конденсации определяют с помощью ξ—*i* диаграммы при $\xi = 0$, $T_к = 312$ К: $p_к = 6{,}98$ кПа. Гидравлические сопротивления прохождению пара из генератора в конденсатор принимаются равными $\sum \Delta p = 0$. Тогда $p_h = p_к = 6{,}98$ кПа. Низшая температура раствора в конце процесса абсорбции $T_2 = T_w + \Delta T_a = 299 + 8 = 307$ К. Температура кипения воды в испарителе $T_0 = T_s - \Delta T_s = 280 - 3 = 277$ К. Давление кипения воды в испарителе (при $\xi = 0$, $T_0 = 277$ К) $p_0 = 0{,}83$ кПа. Суммарные гидравлические сопротивления прохождению пара из испарителя в абсорбер принимают равными $\sum \Delta p = 0{,}133$ кПа. Тогда давление пара в абсорбере составит $p_a = p_0 - \sum \Delta p = 0{,}83 - 0{,}133 = 0{,}697$ кПа.

Таблица 1.35. **Параметры узловых точек**

Состояние вещества	T, К	p, кПа	ξ, %	i, кДж/кг
Жидкость				
Вода после конденсатора	$T_н = T_в = 312$	$p_н = 6{,}98$	$\xi = 0$	$i_3 = 582$
Раствор:				
крепкий после генератора	$T_4 = 367$	$p_h = 6{,}98$	$\xi_r = 64$	$i_4 = 370{,}97$
слабый после абсорбера	$T_2 = 307$	$p_а = 0{,}697$	$\xi_а = 60$	$i_2 = 252{,}9$
крепкий после теплообменника	$T_8 = 322$	$p_h = 6{,}98$	$\xi_r = 64$	$i_8 = 289{,}74$
Вода в испарителе	$T_0 = T_1 = 277$	$p_0 = 0{,}83$	$\xi = 0$	$i_1 = 435{,}5$
Пар				
После испарителя	$T_{1'} = 277$	$p_0 = 0{,}83$	$\xi = 0$	$i_{1'} = 2914{,}2$

Теоретическое значение концентраций слабого $\xi_а^*$ и крепкого ξ_r^* раствора: $\xi_а^* = 58{,}6$ %, $\xi_r^* = 65{,}5$ %. По опытным данным в генераторах оросительного типа недовыпаривание $\Delta\xi_r$ крепкого раствора из-за отсутствия столба кипящего раствора ниже недовыпаривания в генераторах затопленного типа и составляет 1—2 %. Действительная концентрация крепкого раствора $\xi_r = \xi_r^* - \Delta\xi_r = 65{,}5 - 1{,}5 = 64$ %. Соблюдается условие $\xi_r \leqslant 64$ %. Действительная концентрация слабого раствора $\xi_а = \xi_а^* + \Delta\xi_а = 58{,}6 + 1{,}4 = 60$ %. Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника $T_8 = T_2 + \Delta T_р = 307 + 15 = 322$ К.

Параметры узловых точек циклов, изображенных на рис. 1.47, приведены в табл. 1.35.

Кратность циркуляции раствора $f = \xi_r/(\xi_r - \xi_а) = 64/(64 - 60) = 16$ кг/кг. Теплота теплообменника $q_т = (f - 1)(i_4 - i_8) = (16 - 1)(370{,}97 - 289{,}74) = 1218{,}45$ кДж/кг. Энтальпия слабого раствора после теплообменника $i_7 = i_2 + q_т/f = 252{,}9 + 1218{,}45/16 = 329{,}05$ кДж/кг. При $i_7 = 329{,}05$ кДж/кг и $\xi_а = 60$ % температура слабого раствора $T_7 = 347{,}5$ К.

В связи с тем что слабый раствор на входе в генератор недогрет до состояния равновесия, в оросительном генераторе с момента распыления в форсунках он абсорбирует пар, вследствие чего концентрация раствора снижается, а температура его повышается практически до равновесного значения. Процесс *7—5* — абсорбция пара, а процесс *5—4* — кипение раствора в генераторе оросительного типа.

Температура раствора в точке *5* определяется графическим путем (рис. 1.47): $T_5 = 354$ К. Температура $T_6 = 355{,}5$ К при $\xi_а = 60$ % и $p_h = 6{,}98$ кПа. Средняя температура раствора

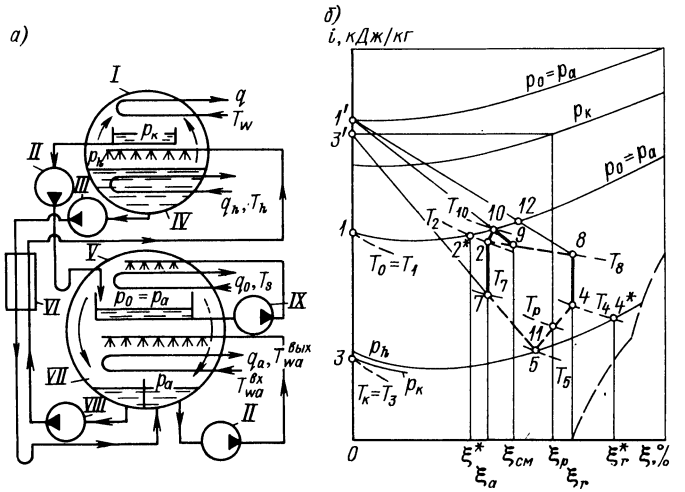


Рис. 1.48. Абсорбционный бромистолитиевый повышающий термотрансформатор: *а* **— схема термотрансформатора;** *б* **— процессы в** ξ**—**i **диаграмме;**

I **— конденсатор;** *II, III, VIII, IX* **— насосы смешанного и крепкого растворов, слабого раствора и конденсатный для подачи воды из конденсатора в испаритель;** *IV* **— генератор;** *V* **— испаритель;** *VI* **— теплообменник;** *VII* **— абсорбер**

в генераторе оросительного типа $T_р = (T_4 + T_5)/2 = (367 + 354)/2 = 360{,}5$ К. Концентрация раствора, соответствующая температуре $T_р$ (точка *11*), $\xi_р = 61{,}5$ %. Энтальпия перегретого пара на выходе из генератора определяется по ξ—i диаграмме при известных p_h и $\xi_р$ $i_{3'} = 3080$ кДж/кг. Теплота генератора $q_h = i_{3'} + (f - 1)\, i_4 - f i_7 = 3080 + (16 - 1)\, 370{,}97 - 16 \times 329{,}05 = 3379{,}7$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_{1'} - i_3 = 2914{,}2 - 582 = 2332{,}2$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q = i_{3'} - i_3 = 3080 - 582 = 2498$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а = i_{1'} + (f - 1)\, i_8 - f i_2 = 2914{,}2 + (16 - 1)\, 289{,}74 - 16 \times 252{,}9 = 3213{,}9$ кДж/кг. Теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_h + q_0 = 3379{,}7 + 2332{,}2 = 5711{,}9$ кДж/кг. Теплота отведенная $\sum q_{отв} = q + q_а = 2498 + 3213{,}9 = 5711{,}9$ кДж/кг. Тепловой баланс $\sum q_{подв} = \sum q_{отв} = 5711{,}9$ кДж/кг. Тепловой коэффициент $\zeta = q_0/q_h = 2332{,}2/3379{,}7 = 0{,}69$.

Пример 16. Расчет тепловых потоков бромистолитиевого абсорбционного повышающего термотрансформатора (рис. 1.48, *а*) с учетом основных необратимых потерь термодинамических процессов. Определение температуры горячей воды, нагретой в абсорбере.

Схема термотрансформатора — с генератором затопленного типа и распылением в нем слабого раствора с рециркуляцией слабого раствора и воды через абсорбер и испаритель соответственно. Подача греющей воды в генератор и испаритель параллельная.

Исходные данные

Температура воды, К:
греющей T_h 338
охлаждающей в зимнее время года T_w 281

Высшая температура в конце процесса кипения в генераторе $T_4 = T_h - \Delta T_h$. Величину ΔT_h в повышающих термотрансформаторах принимают в пределах 5—8 К. Тогда $T_4 = 338 - 5 = 333$ К. Температура конденсации водяного пара $T_к = T_w + \Delta T'_w = 281 + 8 = 289$ К. Давление конденсации пара в конденсаторе при $\xi = 0$ и $T_к = T_з = 289$ К (рис. 1.54, *б*) $p_к = 1{,}796$ кПа.

Давление пара в генераторе выше давления конденсации на величину суммарных гидравлических сопротивлений прохождению пара из генератора в конденсатор, т. е. $p_h = p_к + \sum \Delta p$. Значение $\sum \Delta p$ принимается в пределах 0,067—0,133 кПа. Тогда $p_h = 1{,}796 + 0{,}067 = 1{,}863$ кПа. При известных значениях p_h и T_4 по ξ—i диаграмме определяют теоретическую концентрацию крепкого раствора $\xi^*_r = 62{,}8$ %. Недовыпаривание $\Delta\xi_r$ раствора в генераторе затопленного типа при низких давлениях кипения раствора составляет 4—5 %. Действительная концентрация крепкого раствора в конце процесса кипения в генераторе $\xi_r = \xi^*_r - \Delta\xi_r = 62{,}8 - 4 = 58{,}8$ %. Зона дегазации $\Delta\xi$ раствора в цикле принимается равной 4 %. Тогда действительная концентрация слабого раствора в конце процесса абсорбции $\xi_а = \xi_r - \Delta\xi = 58{,}8 - 4 = 54{,}8$ %. Температура кипения воды в испарителе $T_0 = T_з - \Delta T_з = 338 - 8 = 330$ К. Давление кипения воды в испарителе определяют при $\xi = 0$ и $T_0 = T_1 = 330$ К: $p_0 = 17{,}19$ кПа.

В связи с достаточно высоким давлением пара в испарителе гидравлическими сопротивлениями прохождению его в абсорбер можно пренебречь и принять $p_а = p_0 = 17{,}19$ кПа. При высоких значениях давления абсорбции недонасыщение $\Delta\xi_а$ раствора в абсорбере не превышает 0,5 %. Тогда теоретическое значение концентрации слабого раствора $\xi^*_а = \xi_а - \Delta\xi_а = 54{,}8 - 0{,}5 = 54{,}3$ %. Низшую температуру слабого раствора в конце процесса абсорбции определяют по ξ—i диаграмме при известных $p_а$ и $\xi^*_а$: $T_2 = 364$ К.

Разность температур $\Delta T_р$ слабого раствора (T_2) после абсорбера и крепкого раствора (T_8) после теплообменника принимают в пределах 5—10 К. Тогда $T_8 = T_2 - \Delta T_р = 364 - 5 = 359$ К. Положение точки *8* по ξ—i диаграмме находят при известных ξ_r и T_8. Разность концентраций $\Delta\xi_{см}$ смешанного $\xi_{см}$ и слабого $\xi_а$ растворов принимают в пределах 1—1,5 %. Тогда $\xi_{см} = \xi_а + \Delta\xi_{см} = 54{,}8 + 1{,}5 = 56{,}3$ %. При известных положениях точек *2* и *8*, изобары $p_а$ и изоконцентрации $\xi_{см}$ с помощью графического построения линий процессов *8*—*2* и *1'*—*9* на ξ—i диаграмме (рис. 1.48) определяют высшую температуру процесса абсорбции пара в абсорбере: $T_{10} = 367{,}5$ К.

Таблица 1.36. **Параметры узловых точек**

Состояние вещества	T, К	p, кПа	ξ, %	i, кДж/кг
Жидкость				
Вода после конденсатора	$T_к = T_3 = 289$	$p_к = 1{,}796$	$\xi = 0$	$i_3 = 485{,}7$
Крепкий раствор после генератора	$T_4 = 333$	$p_h = 1{,}863$	$\xi_r = 58{,}8$	$i_4 = 301{,}46$
Слабый раствор после абсорбера	$T_2 = 364$	$p_а = 17{,}19$	$\xi_а = 54{,}8$	$i_2 = 365{,}9$
Смешанный раствор:				
после абсорбера	$T_9 = 362$	$p_а = 17{,}19$	$\xi_{см} = 56{,}3$	$i_9 = 360{,}1$
в начале изобарной абсорбции	$T_{10} = 367{,}5$	$p_а = 17{,}19$	$\xi_{10} = 56$	$i_{10} = 371$
Крепкий раствор после теплообменника	$T_8 = 359$	—	$\xi_r = 58{,}8$	$i_8 = 350{,}9$
Вода в испарителе	$T_0 = T_1 = 330$	$p_0 = 17{,}19$	$\xi = 0$	$i_1 = 657{,}36$
Пар				
После испарителя	$T_{1'} = T_0 = 330$	$p_0 = 17{,}19$	$\xi = 0$	$i_{1'} = 3022{,}18$

Абсорбция состоит из двух процессов: *9—10* — адиабатно-изобарная абсорбция и *10—2* — изобарная абсорбция. Параметры узловых точек циклов, изображенных на рис. 1.48, приведены в табл. 1.36. Кратность циркуляции раствора в цикле $f = \xi_r/(\xi_r - \xi_а) = 58{,}8/(58{,}8 - 54{,}8) = 14{,}7$ кг/кг. Теплота теплообменника

$$q_т = (f - 1)\ (i_8 - i_4) = (14{,}7 - 1)\ (350{,}9 - 301{,}46) = 677{,}33 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия слабого раствора после теплообменника

$$i_7 = i_2 - q_т/f = 365{,}9 - 677{,}33/14{,}7 = 319{,}82 \text{ кДж/кг}.$$

Температуру слабого раствора определяют по ξ—i диаграмме при известных $\xi_а$ и i_7 : $T_7 = 340{,}7$ К.

В связи с тем что слабый раствор перед поступлением его в генератор находится в перегретом состоянии, при мелкодисперсном распылении в форсунках генератора он будет вскипать с выделением пара (процесс *7—5* — адиабатно-изобарная десорбция). Точка *5* характеризует равновесное состояние раствора в начале процесса *5—4* изобарной десорбции (кипение в затопленном генераторе). Положение точки *5* на изобаре p_h (рис. 1.48) определяют методом последовательного приближения: принимают значения температуры в точке *5*, проводят линию действительного процесса кипения *5—4*, находят среднюю температуру раствора $T_р$, а по ней — $\xi_р$ и энтальпию перегретого пара $i_{3'}$ до тех пор, пока прямая линия процесса *3'—7* не пересечется с изобарой p_h в искомой точке *5*. Для данных условий $T_5 = 319$ К, $T_р = (T_5 + T_4)/2 = (319 + 333)/2 = 326$ К, $\xi_р = 57{,}3$ %, $\xi_5 = 55{,}8$ %, $i_{3'} =$

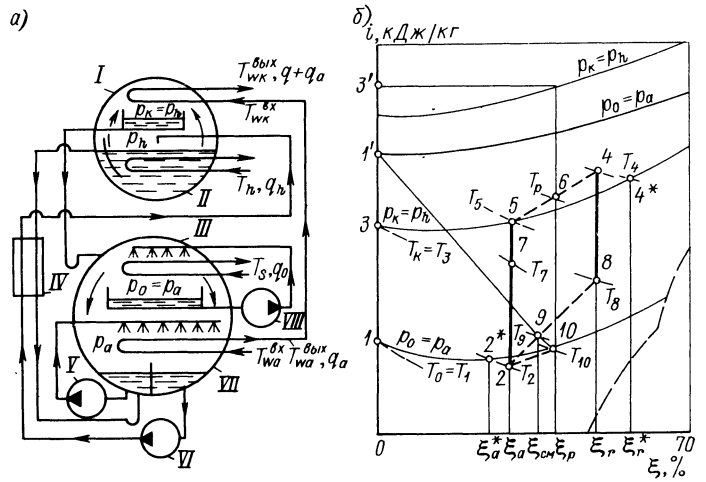


Рис. 1.49. Абсорбционный бромистолитиевый понижающий термотрансформатор: *а* — схема термотрансформатора; *б* — процессы в ξ—*i* диаграмме;

I — конденсатор; *II* — генератор; *III* — испаритель; *IV* — теплообменник; *V*, *VI*, *VIII* — насосы смешанного, слабого растворов и рециркулируемой воды соответственно; *VII* — абсорбер

$= 3100$ кДж/кг. Теплота генератора $q_h = i_{3'} + (f - 1)\, i_4 - f i_7 = 3100 + (14{,}7 - 1)\, 301{,}46 - 14{,}7 \cdot 319{,}82 = 2528{,}6$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_{1'} - i_3 = 3022{,}18 - 485{,}7 = 2536{,}5$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q = i_{3'} - i_3 = 3100 - 485{,}7 = 2614{,}3$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_a = i_{1'} + (f - 1)\, i_8 - f i_2 = 3022{,}18 + (14{,}7 - 1)\, 350{,}9 - 14{,}7 \cdot 365{,}9 = 2450{,}8$ кДж/кг.

Теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_h + q_0 = 2528{,}6 + 2536{,}5 = 5065{,}1$ кДж/кг. Теплота отведенная $\sum q_{отв} = q + q_a = 2614{,}3 + 2450{,}8 = 5065{,}1$ кДж/кг. Тепловой баланс $\sum q_{подв} = \sum q_{отв} = 5065{,}1$ кДж/кг. Коэффициент трансформации низкопотенциальной теплоты на более высокий температурный потенциал $M_{пов} = q_a/(q_h + q_0) = 2450{,}78/(2528{,}6 + 2536{,}5) = 0{,}484$. Температура горячей воды $T_{wa}^{вых}$, нагретой в абсорбере, на 4—5 К ниже высшей температуры абсорбции, т. е. $T_{wa}^{вых} = T_{10} - \Delta T_p'' = 367{,}5 - 4{,}5 = 363$ К.

Температуру воды на входе в абсорбер принимают на 5—5,5 К ниже температуры при выходе ее из абсорбера, т. е. $T_{wa}^{вх} = T_{wa}^{вых} - 5 = 363 - 5 = 358$ К.

Пример 17. Расчет тепловых потоков бромистолитиевого абсорбционного понижающего термотрансформатора (рис. 1.49) с учетом основных необратимых потерь термодинамических процессов. Определение температуры горячей воды на выходе из конденсатора.

Схема термотрансформатора — с генератором затопленного типа, с рециркуляцией слабого раствора и воды соответственно через абсорбер и испаритель; подача нагреваемой воды последовательная: сначала в абсорбер, а затем в конденсатор.

Исходные данные

Температура источника, К:
греющего (сухого насыщенного пара), подаваемого в генератор, T_h 393
охлаждаемого (воды), подаваемого в испаритель, T_s . . . 308

Расчет выполняют в следующей последовательности. Высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе $T_4 = T_h - \Delta T_h = 393 - 20 = 373$ К. Температура кипения воды в испарителе $T_0 = T_s - \Delta T_s$. Величину ΔT_s принимают в пределах 8—10 К. Тогда $T_0 = 308 - 8 = 300$ К.

Давление кипения воды в испарителе определяют по ξ—i диаграмме при $\xi = 0$ и $T_0 = 300$ К: $p_0 = 3{,}66$ кПа. Из-за достаточно высокого давления кипения воды в испарителе гидравлическими сопротивлениями прохождению пара из абсорбера в испаритель можно пренебречь. Тогда давление пара в абсорбере $p_a = p_0 = 3{,}66$ кПа. На основании указанного можно принять давление p_h кипения раствора в генераторе равным давлению конденсации $p_к$, т. е. $p_h = p_к$.

Подогрев воды в абсорбере принимается равным $\Delta T_{wa} = 5$ К, а в конденсаторе из-за меньшей его тепловой нагрузки, $\Delta T_{wк} = 4$ К. Суммарный нагрев воды в абсорбере и конденсаторе $\Delta T_w^н = \Delta T_{wa} + \Delta T_{wк} = 5 + 4 = 9$ К. Температура воды, нагретой в абсорбере, $T_{wa}^{вх} + \Delta T_{wa} = T_{wa}^{вх} + 5$ К. Температура слабого раствора на выходе из абсорбера $T_2 = T_{wa}^{вх} + \Delta T_a = T_{wa}^{вых} - \Delta T_{wa} + \Delta T_a$, а воды на входе в абсорбер $T_{wa}^{вх} = T_2 - \Delta T_a$. Величина ΔT_a принимается в пределах 8—15 К. Тогда $T_2 = T_{wa}^{вых} - 5 + 8 = T_{wa}^{вых} + 3$ К.

Температура воды на входе в конденсатор при последовательной ее подаче через абсорбер и конденсатор и неизменном расходе будет равна температуре воды на выходе из абсорбера, т. е. $T_{wк}^{вх} = T_{wa}^{вых} = T_2 - 3$ К. Температура конденсации пара в конденсаторе $T_к = T_{wк}^{вх} + \Delta T_w'$. Величину $\Delta T_w'$ принимают в пределах 8—10 К. Тогда температура конденсации $T_к = T_2 - 3 + 8 = T_2 + 5$ К. На основании опытных данных недонасыщение $\Delta\xi_a$ и недовыпаривание $\Delta\xi_r$ раствора соответственно в абсорбере и генераторе (затопленного типа) ниже, чем в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине, и составляют $\Delta\xi_a = 0{,}5 \div 0{,}8$ %, $\Delta\xi_r = 1 \div 1{,}5$ %. В расчетах принимают $\Delta\xi_a = 0{,}8$%, $\Delta\xi_r = 1{,}5$%. Тогда $\xi_a = \xi_a^* + \Delta\xi_a = \xi_a^* + 0{,}8$ и $\xi_r = \xi_r^* - \Delta\xi_r = \xi_r^* - 1{,}5$. Дальнейший расчет осуществляют в следующей последовательности.

Таблица 1.37. **Значения величин T_0, T_4, $p_а$, T_2, $\xi_а^*$, $\xi_а$, $T_к$, $p_к$, ξ_r^*, ξ_r и $\Delta\xi$**

Параметр	Величина					
T_0, К	300					
T_4, К	373					
$p_а = p_0$, кПа	3,66					
T_2, К	318	323	325,5	326	326,5	328
$\xi_а^*$, %	46,2	50	51,3	51,7	52	53,1
$\xi_а$, %	47	50,8	52,1	52,5	52,8	53,9
$T_к$, К	323	328	330,5	331	331,5	333
$p_к = p_h$, кПа	11,97	15,69	17,65	18,11	19,2	19,56
ξ_r^*, %	62,2	59,4	57,8	57,4	57,1	56,9
ξ_r, %	60,7	57,9	56,3	55,9	55,6	55,4
$\Delta\xi$, %	13,7	7,1	4,2	3,4	2,8	1,5

Задаются температурой T_2 слабого раствора на выходе из абсорбера, причем начальное значение T_2 обычно принимается выше T_s на 5—10 К. Далее при известных $p_а$ и T_2 определяют концентрацию $\xi_а^*$, а затем $\xi_а$. Зная величину T_2, находят температуру конденсации $T_к$ и соответствующее ей давление конденсации $p_к$. При известных p_h и T_4 определяют концентрацию ξ_r^*, а затем ξ_r. Температуру T_2 изменяют до тех пор, пока зона дегазации раствора не составит $\Delta\xi = \xi_r - \xi_а = 3 \div 5$ %. В табл. 1.37 приведены значения T_0, T_4, $p_а$, T_2, $\xi_а$, $\xi_а^*$, $T_к$, $p_к$, ξ_r^*, ξ_r и $\Delta\xi$ для условий данного примера.

На основании результатов расчетов для дальнейшего рассмотрения принимаем режим работы термотрансформатора с температурой конденсации $T_к = 331$ К и зоной дегазации $\Delta\xi = 3{,}4$ %. При таких значениях $T_к$ и $\Delta\xi$ циркуляция раствора в цикле является сравнительно небольшой при достаточно высоком значении T_2, а следовательно, и $T_к$. Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника $T_8 = T_2 + \Delta T_р = 326 + 15 = 341$ К. Параметры узловых точек циклов понижающего трансформатора, изображенного на рис. 1.49, приведены в табл. 1.38.

Кратность циркуляции раствора $f = \xi_r/(\xi_r - \xi_а) = 55{,}9/(55{,}9 - 52{,}5) = 16{,}44$ кг/кг. Теплота теплообменника $q_т = (f - 1)(i_4 - i_8) = (16{,}44 - 1)(382{,}7 - 318{,}21) = 995{,}7$ кДж/кг. Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника $i_7 = i_2 + q_т/f = 293{,}93 + 995{,}7/16{,}44 = 354{,}5$ кДж/кг. При $\xi_а = 52{,}5$ % и $i_7 = 354{,}5$ кДж/кг $T_7 = 355$ К. В начале процесса кипения в генераторе при $\xi_а = 52{,}5$ % и $p_h = 18{,}11$ кПа температура слабого раствора $T_5 = 362$ К. Средняя температура раствора в генераторе $T_5 = (T_4 + T_5)/2 = (373 + 362)/2 = 367{,}5$ К. Концентрация раствора в генераторе, соответствующая температуре $T_р$ (точка *6*), $\xi_р = 53{,}9$ %. Энтальпия перегретого пара на выходе из генератора (при известных $\xi_р$ и p_h) $i_{3'} = 3083{,}3$ кДж/кг.

Таблица 1.38. **Параметры узловых точек**

Состояние вещества	T, К	p, кПа	ξ, %	i, кДж/кг
Жидкость				
Вода после конденсатора	$T_к = T_з = 331$	$p_к = 18{,}11$	$\xi = 0$	$i_з$=661,55
Раствор:				
крепкий после генератора	$T_4 = 373$	$p_г = 18{,}11$	$\xi_г = 55{,}9$	$i_4 = 382{,}7$
слабый после абсорбера	$T_2 = 326$	$p_а = 3{,}66$	$\xi_а = 52{,}5$	$i_2 = 293{,}93$
крепкий после теплообменника	$T_8 = 341$	—	$\xi_г = 55{,}9$	$i_8 = 318{,}21$
Вода в испарителе	$T_0 = T_1 = 300$	$p_0 = 3{,}66$	$\xi = 0$	$i_1 = 531{,}75$
Пар				
После испарителя	$T_{1'} = 300$	$p_0 = 3{,}66$	$\xi = 0$	$i_{1'} = 3023$

Концентрация смешанного раствора $\xi_{см} = \xi_а + \Delta\xi_{см} = 52{,}5 + 1 = 53{,}5$ %. Температура смешанного раствора $T_9 = 330{,}5$ К. Высшая температура раствора в начале процесса абсорбции (точка *10*) $T_{10} = 329$ К. Теплота генератора $q_г = i_{3'} + (f - 1)\, i_4 - f i_7 = 3088{,}3 + (16{,}44 - 1)\, 382{,}7 - 16{,}44 \times 354{,}5 = 3169{,}2$ кДж/кг. Теплота испарителя $q_0 = i_{1'} - i_3 = 3023 - 661{,}55 = 2361{,}45$ кДж/кг. Теплота конденсатора $q = i_{3'} - i_3 = 3088{,}3 - 661{,}55 = 2426{,}75$ кДж/кг. Теплота абсорбера $q_а = i_{1'} + (f - 1)\, i_8 - f i_2 = 3023 + (16{,}44 - 1)\, 318{,}21 - 16{,}44 \cdot 293{,}93 = 3103{,}9$ кДж/кг.

Теплота подведенная $\sum q_{подв} = q_г + q_0 = 3169{,}2 + 2361{,}45 = 5530{,}65$ кДж/кг. Теплота отведенная $\sum q_{отв} = q + q_а = 2426{,}75 + 3103{,}9 = 5530{,}65$ кДж/кг. Тепловой баланс $\sum q_{подв} = \sum q_{отв} = 5530{,}65$ кДж/кг. Коэффициент трансформации высокопотенциальной теплоты $M_{пон} = (q_а + q)/q_г = 5530{,}65/3169{,}2 = 1{,}745$. Температура нагреваемой воды на входе в абсорбер $T_{wa}^{вх} = T_2 - \Delta T_а = 326 - 8 = 318$ К. Температура нагретой воды на выходе из абсорбера и входе ее в конденсатор: $T_{wa}^{вых} = T_{wa}^{вх} + \Delta T_{wa} = 318 + 5 = 323$ К, $T_{wк}^{вх} = T_{wa}^{вых} = 323$ К.

Высшая и низшая температуры раствора в процессе абсорбции $T_{10} = 329$ К, $T_2 = 326$ К. Разность температур между раствором и водой на входе воды в абсорбер 8 К, на выходе из абсорбера 6 К. Температура нагретой воды на выходе из конденсатора при одинаковом расходе воды через абсорбер и конденсатор $T_w^{н} = T_{wк}^{вых} = T_{wa}^{вх} + \Delta T_{wa} + \Delta T_{wк} = T_{wa}^{вх} + \Delta T_{wa}\, [(q_а + q)/q_а] = 318 + 5\, [1 + (2426{,}75/3103{,}9)] = 318 + 5 + 3{,}9 = 326{,}9$ К. Разность температур конденсации и охлаждающей воды на входе в конденсатор составляет 8 К, а на выходе нагретой воды из конденсатора 4,1 К.

1.7. ПАРОЭЖЕКТОРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Пример 1. Определение основных параметров пароэжекторной холодильной машины (ПЭХМ), работающей по теоретическому циклу.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт	500
Температура кипения, К:	
в испарителе T_0	280
» парогенераторе $T_р = T_h$ (T_h — температура греющего пара)	423
Температура, К:	
конденсации $T_к$	308
окружающей среды $T_{о.с} = T_{ш1}$	301
Степень сухости пара x на выходе:	
из парогенератора	1
» испарителя	1
Рабочее вещество	Вода

Применительно к схеме и циклу, изображенным на рис. 1.50, параметры узловых точек приведены в табл. 1.39.

Состояние в точках *1*, *5*, *7*, *9* определено по «Таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара» [32], состояние в точках *2*, *4*, *10*, *11* — по диаграмме s — i для водяного пара.

Удельная массовая холодопроизводительность цикла $q_0 = i_9 - i_8 = 2513{,}9 - 146{,}56 = 2367{,}34$ кДж/кг.

Теоретическая кратность циркуляции

$$a_т = (i_{10} - i_9)/[(i_1 - i_{11}) - (i_6 - i_5)] =$$

$$= (2792 - 2513{,}9)/[(2746{,}3 - 2100) - 0] = 0{,}43.$$

При рассмотрении теоретического цикла работу насоса вычисляют по разности энтальпии $l_н = q_н = (i_6 - i_5)$. Так как жидкости почти не сжимаемы, разность энтальпии очень мала и ею пренебрегают. В практических расчетах работу насоса определяют через напор.

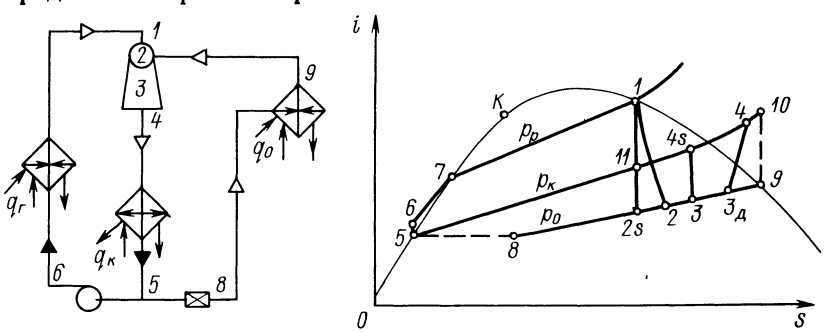


Рис. 1.50. Схема и цикл работы водяной ПЭХМ в s—i диаграмме

Таблица 1.39. Параметры узловых точек

Параметры	Узловые точки				
	1	*2s*	*3*	*4s*	*5*
p, МПа	0,476	0,001	0,001	0,0056	0,0056
T, К	423	280	280	308	308
i, кДж/кг	2746,3	1916	См. расчет	2560	146,56
v, м^3/кг	0,3926	—	—	—	—

Параметры	Узловые точки					
	6	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*
p, МПа	0,476	0,476	0,001	0,001	0,0056	0,0056
T, К	—	423	280	280	—	308
i, кДж/кг	146,56	—	146,56	2513,9	2792	2100
v, м^3/кг	—	—	—	129	—	—

Массовый расход холодного пара, циркулирующего в цикле, $G_{\text{х. п}} = Q_0/q_0 = 500/2367{,}34 = 0{,}211$ кг/с. Массовый расход рабочего пара, циркулирующего в цикле, $G_{\text{р. п}} = a_{\text{т}} G_{\text{х. п}} = 0{,}43 \times 0{,}211 = 0{,}09$ кг/с.

Состояние в точке *3* находят из уравнения смешения

$$G_{\text{р. п}} i_{2s} + G_{\text{х. п}} i_9 = (G_{\text{х. п}} + G_{\text{р. п}})\, i_3,$$

где

$$i_3 = (G_{\text{р. п}} i_{2s} + G_{\text{х. п}} i_9)/(G_{\text{х. п}} + G_{\text{р. п}}) = (0{,}09 \cdot 1916 + 0{,}21 \cdot 2513{,}9)/(0{,}211 + 0{,}09) = 2335 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота, подведенная к рабочему веществу в парогенераторе $Q_{\text{г}} = G_{\text{р. п}} (i_1 - i_8) = 0{,}09\ (2746{,}3 - 146{,}56) = 234$ кВт. Теплота, отведенная от рабочего вещества в конденсаторе, $Q_{\text{к}} = (G_{\text{р. п}} + G_{\text{х. п}})\ (i_{4s} - i_5) = (0{,}09 + 0{,}211)\ (2560 - 146{,}56) = 727$ кВт. Тепловой баланс машины $Q_{\text{к}} = Q_0 + Q_{\text{г}} + Q_{\text{н}} = 500 + 234 + 0 = 734$ кВт. Расхождение $Q_{\text{к}} = 727$ кВт с полученным значением вполне допустимо и определяется погрешностью при нахождении энтальпии по диаграмме $s - i$.

Холодильный коэффициент необратимого цикла $\varepsilon_{\text{т}} = (i_9 - i_8)/(i_{10} - i_9) = 2367{,}34/278{,}1 = 8{,}5$. Термический коэффициент необратимого цикла $\eta_t = [(i_1 - i_{11}) - (i_8 - i_5)]/(i_1 - i_8) = (2746{,}3 - 2100 - 0)/(2746{,}3 - 146{,}56) = 0{,}249$. Тепловой коэффициент необратимого цикла $\zeta_{\text{т}} = \varepsilon_{\text{т}} \eta_t = 8{,}5 \cdot 0{,}249 = 2{,}12$.

Термический коэффициент обратимого цикла $\eta_{t\,\text{обр}} = (T_{\text{н}} - T_{\text{о. с}})/T_{\text{н}} = (423 - 301)/423 = 0{,}288$. Холодильный коэффициент обратимого цикла $\varepsilon_{\text{обр}} = T_0/(T_{\text{о. с}} - T_0) = 280/(301 - 280) = 13{,}33$. Тепловой коэффициент обратимого теоретического цикла $\zeta_{\text{обр}} = \varepsilon_{\text{обр}} \eta_{t\,\text{обр}} = 13{,}33 \cdot 0{,}288 = 3{,}84$. Коэффициент обратимости $\eta = \zeta_{\text{т}}/\zeta_{\text{обр}} = 2{,}12/3{,}84 = 0{,}552$.

Пример 2. Определение параметров ПЭХМ, работающей по действительному циклу. Расчетные условия те же, что и в примере 1. Отклонение процессов в сопле и диффузоре от теоретических показано точками *2*, *3д*, *4* (рис. 1.50). При расчете давление в конце политропного процесса расширения p_2 и давление на выходе из камеры смешения p_3 приняты равными давлению в испарителе p_0, а давление после сжатия в диффузоре равным соответствующему параметру пара в главном конденсаторе.

Скорость пара при выходе из сопла при отсутствии потерь

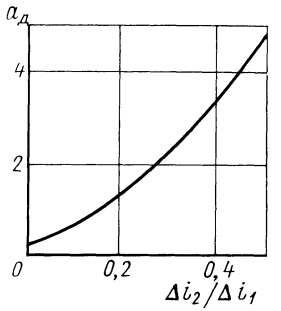


Рис. 1.51. Зависимость действительной кратности циркуляции $a_д$ от отношения $\Delta i_2/\Delta i_1$, где $\Delta i_2 = i_{10} - i_9$, $\Delta i_1 = i_1 - i_{2s}$

$$w_{1s} = 1{,}41\sqrt{(i_1 - i_{2s})10^3} = 1{,}41\sqrt{(2746{,}3 - 1916)10^3} = 1284{,}6 \text{ м/с}.$$

Истинная скорость пара на выходе из сопла при принятом значении скоростного коэффициента $\varphi_1 = 0{,}95$: $w_1 = \varphi_1 w_{1s} = 0{,}95 \cdot 1284{,}6 = 1220{,}4$ м/с.

Энтальпия пара в конце политропного процесса расширения $i_2 = i_1 - \varphi_1^2 (i_1 - i_{2s}) = 2746{,}3 - 0{,}95^2 (2746{,}3 - 1916) = 1997$ кДж/кг.

Действительную кратность циркуляции $a_д$ можно определить по опытным данным, приведенным на рис. 1.51, в зависимости от отношения $(i_{10} - i_9)/(i_1 - i_{2s})$, где $i_{10} - i_9$ — повышение энтальпии холодного пара при изоэнтропном сжатии его в диффузоре от p_0 до $p_к$; $i_1 - i_{2s}$ — разность энтальпий при изоэнтропном расширении рабочего пара в сопле от $p_р$ до p_0. Чтобы обеспечить устойчивую работу машин, а также учесть расход рабочего пара при удалении воздуха вспомогательными эжекторами, следует увеличивать значения, полученные из графика, на 5—10 %: $i_{10} - i_9 = 2792 - 2513{,}9 = 278{,}1$ кДж/кг; $i_1 - i_{2s} = 2746{,}3 - 1916 = 830{,}3$ кДж/кг; отношение $(i_{10} - i_9)/(i_1 - i_{2s}) = 278{,}1/830{,}3 = 0{,}335$.

Согласно рис. 1.51 $a_д = 2{,}4$ кг/кг. Для устойчивой работы машины увеличим значение $a_д$ на 10 %, тогда $a_д = 2{,}64$ кг/кг. Коэффициент эжекции $u = 1/a_д = 1/2{,}64 = 0{,}379$.

Действительную скорость пара в камере смешения оценивают с учетом коэффициентов потерь φ_2 и φ_3. Приняв $\varphi_2 = 0{,}975$ и $\varphi_3 = 0{,}925$ [47], получим $w_3 = \varphi_2\varphi_3 w_1/(1 + u) = 0{,}975 \cdot 0{,}925 \times 1220{,}4/(1 + 0{,}379) = 798{,}15$ м/с.

Изменение энтальпии пара в камере смешения $\Delta i_п = 0{,}5 w_1^2 \times [1 - (\varphi_2^2\varphi_3^2)/(1 + u)] = 0{,}5 \cdot 1220{,}4^2 [1 - (0{,}975^2 \cdot 0{,}925^2)/(1 + 0{,}379)] = 306\,068$ Дж/кг $= 306{,}07$ кДж/кг.

Энтальпия пара в начале сжатия в диффузоре из уравнения смешения $i_{зд}(1+u) = i_2 + \Delta i_п + u i_9$ составит $i_{зд} = (1997 + 306{,}07 + 0{,}379 \cdot 2513{,}9)/(1 + 0{,}379) = 2361$ кДж/кг.

Изменение энтальпии при политропном процессе сжатия в диффузоре и принятой скорости на выходе из него $w_4 = 70$ м/с [47]: $\Delta i_д = i_4 - i_{зд} = 0{,}5w_3^2 - 0{,}5w_4^2 = 0{,}5 \cdot 798{,}15^2 - 0{,}5 \cdot 70^2 = 316\,071$ Дж/кг $= 316$ кДж/кг. Энтальпия пара на выходе из диффузора $i_4 = i_{зд} + \Delta i_д = 2361 + 316 = 2677$ кДж/кг.

Массовый расход холодного пара

$$G_{х.п} = Q_0/[xr_0 + c(T_0 - T_{к.в})],$$

где $x = 0{,}95$ — принимаемая степень сухости холодного пара; $r_0 = 2484{,}5$ кДж/кг — скрытая теплота парообразования, определяемая по таблицам параметров водяного пара при $T_0 = 280$ К; $c = 4{,}182$ кДж/(кг·К) — теплоемкость воды при средней температуре $T_{w\,ср} = (308 + 280)/2 = 294$ К [7]; $T_{к.в} = 308$ К — температура конденсата, поступающего в испаритель для компенсации испарившейся части воды. Отсюда $G_{х.п} = 500/[0{,}95 \cdot 2484{,}5 + 4{,}182 \times (280 - 308)] = 0{,}223$ кг/с.

Массовый расход рабочего пара $G_{р.п} = a_д G_{х.п} = 2{,}64 \cdot 0{,}223 = 0{,}589$ кг/с. Объемный расход холодного пара $V_{х.п} = G_{х.п} v_9 = 0{,}223 \cdot 129 = 28{,}77$ м³/с. Объемный расход рабочего пара $V_{р.п} = G_{р.п} v_1 = 0{,}589 \cdot 0{,}3926 = 0{,}231$ м³/с.

Теплота, подведенная к рабочему веществу в парогенераторе, $Q_г = G_{р.п}(i_1 - i_6) = 0{,}589\,(2746{,}3 - 146{,}56) = 1531{,}25$ кВт. Теплота, отведенная от рабочего вещества в конденсаторе, $Q_к = (G_{р.п} + G_{х.п})(i_4 - i_5) = (0{,}589 + 0{,}223)\,(2677 - 146{,}56) = 2054{,}7$ кВт.

Действительный тепловой коэффициент $\zeta_д = Q_0/Q_г = 500/1531{,}25 = 0{,}327$. Коэффициент обратимости $\eta_{обр} = \zeta_д/\zeta_{обр} = 0{,}327/3{,}84 = 0{,}085$.

Массовый расход рабочей воды, циркулирующей через испаритель, $G_{р.в} = Q_0/(c_{р.в}\Delta T_{р.в}) = 500/(4{,}19 \cdot 3) = 39{,}78$ кг/с, где $c_{р.в}$ — теплоемкость при средней температуре рабочей воды, кДж/(кг·К); $\Delta T_{р.в} = 3 \div 5$ К — разность температур входящей и выходящей воды в испарителе.

Массовый расход охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор, $G_w = Q_к/(c_w \Delta T_w) = 2054{,}7/(4{,}174 \cdot 4) = 123$ кг/с, где c_w — теплоемкость при средней температуре охлаждающей воды; $\Delta T_w = T_{w2} - T_{w1}$; $T_{w2} = T_к - \delta T = 308 - 3 = 305$ К; $\delta T = 3 \div 5$ К.

Площадь входного сечения сопла $f_р = V_{р.п}/w_р = 0{,}231/40 = 58 \cdot 10^{-4}$ м², где $w_р = 35 \div 40$ м/с — скорость рабочего пара в подводящем трубопроводе.

Площадь критического сечения сопла $f_{кр} = G_{р.п}/(b\sqrt{p_р/v_1}) = 0{,}589/(0{,}635\sqrt{4{,}76 \cdot 10^5/0{,}3926}) = 8{,}4 \cdot 10^{-4}$ м², где $b = 0{,}635$ [47]: $p_р$ равно давлению в точке *1*.

Площадь выходного сечения сопла $f_{p1} = (G_{р.п}v_2)/w_1 = (0{,}589 \times 101{,}78)/1220{,}4 = 490 \cdot 10^{-4}$ м^2, где $v_2 = v''x + v'(1 - x)$ — удельный объем в точке 2; v' и v'' — удельные объемы насыщенной жидкости и пара при $T_0 = 280$ К [32]; $x = 0{,}789$ — степень сухости из диаграммы $s - i$;

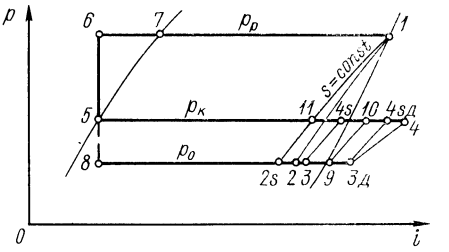


Рис. 1.52. Цикл работы хладоновой ПЭХМ в $i - p$ диаграмме

$$v_2 = 129 \cdot 0{,}789 + 0{,}001\,(1 - 0{,}789) = 101{,}78 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Площадь сечения цилиндрического участка камеры смешения

$$f_3 = (G_{р.п} + G_{х.п})/(b\sqrt{p_к/v_4}) =$$

$$= (0{,}589 + 0{,}223)/(0{,}635\sqrt{0{,}056 \cdot 10^5/30}) = 936 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

где $p_к$ — давление конденсации.

Площадь сечения конического участка камеры смешения $f_2 = \beta f_3 = 2 \cdot 936 \cdot 10^{-4} = 1872 \cdot 10^{-4}$ м^2, где $\beta = 2 \div 3$ [47]. Площадь сечения на выходе из диффузора $f_с = (G_{р.п} + G_{х.п})\ v_4/w_4 = (0{,}589 + 0{,}223)\ 30/70 = 3480 \cdot 10^{-4}$ м^2, где w_4 — принятая скорость на выходе из диффузора.

Расчет конструктивных размеров приведен в работе [37].

Пример 3. Определение параметров хладоновой ПЭХМ, работающей по теоретическому циклу.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт	20
Температура, К:	
кипения хладона в парогенераторе $T_р$	353
греющего источника T_h	358
кипения хладона в испарителе T_0	280
окружающей среды $T_{о.с} = T_{w1}$	301
конденсации $T_к$	308
Пар при выходе:	
из парогенератора	Сухой
» испарителя	Насыщенный
Рабочее вещество	*R*12

Применительно к циклу, изображенному на рис. 1.52, узловые точки цикла приведены в табл. 1.40. Численные значения этих точек определены по диаграмме $i - p$.

Теоретическая кратность циркуляции $a_т = (i_{10} - i_9)/[(i_1 - i_{11}) - (i_6 - i_5)] = (1017{,}5 - 1003{,}8)/[(1027{,}5 - 1009{,}8) - 0] = 0{,}774$.

Удельная массовая холодопроизводительность цикла $q_0 = i_9 - i_8 = 1003{,}8 - 881{,}5 = 122{,}3$ кДж/кг.

Таблица 1.40. Параметры узловых точек

Параметры	Узловые точки				
	1	*2s*	*3*	*4s*	*5*
p, МПа	2,295	0,385	0,385	0,845	0,845
T, К	353	280	285	319,5	308
v, м³/кг	0,0069	0,0425	—	0,0223	—
i, кДж/кг	1027,5	996,5	См. расчет	1013,8	881,5

Параметры	Узловые точки					
	6	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*
p, МПа	2,295	2,295	0,385	0,385	0,845	0,845
T, К	—	353	280	280	312,5	308
v, м³/кг	—	—	—	0,045	—	—
i, кДж/кг	881,5	931,5	881,5	1003,8	1017,5	1009,8

Массовый расход холодного пара, циркулирующего в цикле, $G_{\text{х.п}} = Q_0/q_0 = 20/122{,}3 = 0{,}163$ кг/с. Массовый расход рабочего пара, циркулирующего в цикле, $G_{\text{р.п}} = a_{\text{т}} G_{\text{х.п}} = 0{,}774 \times 0{,}163 = 0{,}126$ кг/с.

Состояние в точке *3* находят из уравнения смешения $G_{\text{р.п}}\, i_{2s} + G_{\text{х.п}} i_9 = (G_{\text{х.п}} + G_{\text{р.п}})\, i_3 : i_3 = (G_{\text{р.п}} i_{2s} + G_{\text{х.п}} i_9)/(G_{\text{х.п}} + G_{\text{р.п}}) = (0{,}126 \cdot 996{,}5 + 0{,}163 \cdot 1003{,}8)/(0{,}163 + 0{,}126) = 1000{,}6$ кДж/кг. Теплота, подведенная к рабочему веществу в парогенераторе, $Q_{\text{г}} = G_{\text{р.п}}\,(i_1 - i_6) = 0{,}126\,(1027{,}5 - 881{,}5) = 18{,}4$ кВт. Теплота, отведенная от рабочего вещества в конденсаторе, $Q_{\text{к}} = (G_{\text{р.п}} + G_{\text{х.п}})\,(i_{4s} - i_5) = (0{,}126 + 0{,}163)\,(1013{,}8 - 881{,}5) = 38{,}24$ кВт. Тепловой баланс машины $Q_{\text{к}} = Q_0 + Q_{\text{г}} + Q_{\text{н}} = 20 + 18{,}4 + 0 = 38{,}4$ кВт.

Холодильный коэффициент необратимого цикла $\varepsilon_{\text{т}} = (i_9 - i_8)/(i_{10} - i_9) = (1003{,}8 - 881{,}5)/(1017{,}5 - 1003{,}8) = 8{,}93$. Термический коэффициент необратимого цикла $\eta_t = [(i_1 - i_{11}) - (i_6 - i_5)]/(i_1 - i_6) = [(1027{,}3 - 1009{,}8) - 0]/(1027{,}3 - 881{,}5) = 0{,}129$. Тепловой коэффициент необратимого цикла $\zeta_{\text{т}} = \varepsilon_{\text{т}}\eta_t = 8{,}93 \cdot 0{,}129 = 1{,}152$.

Термический коэффициент обратимого цикла $\eta_{t\,\text{обр}} = (T_h - T_{\text{о.с}})/T_h = (353 - 301)/353 = 0{,}147$. Холодильный коэффициент обратимого цикла $\varepsilon_{\text{обр}} = T_0/(T_{\text{о.с}} - T_0) = 280/(301 - 280) = 13{,}33$. Тепловой коэффициент обратимого цикла $\zeta_{\text{обр}} = \varepsilon_{\text{обр}}\eta_{t\,\text{обр}} = 13{,}33 \cdot 0{,}147 = 1{,}96$.

Коэффициент обратимости $\eta = \zeta_{\text{т}}/\zeta_{\text{обр}} = 1{,}152/1{,}96 = 0{,}588$.

Пример 4. Расчет параметров хладоновой ПЭХМ, работающей по действительному циклу, по условиям примера *3*. Отклонение процессов в сопле и диффузоре от теоретических показано точками *2*, *3д*, *4* на рис. 1.52.

Скорость пара при выходе из сопла при отсутствии потерь

$$w_{1s} = 1{,}41\sqrt{(i_1 - i_{2s})\,10^3} = 1{,}41\sqrt{(1027{,}5 - 996{,}5)\,10^3} = 248{,}25 \text{ м/с}.$$

Истинная скорость пара на выходе из сопла при принятом значении скоростного коэффициента $\varphi_1 = 0{,}95$: $w_1 = \varphi_1 w_{1s} = 0{,}95 \cdot 248{,}25 = 235{,}8$ м/с.

Энтальпия пара в конце политропного процесса расширения $i_2 = i_1 - \varphi_1^2 (i_1 - i_{2s}) = 1027{,}5 - 0{,}95^2 (1027{,}5 - 996{,}5) = 999{,}5$ кДж/кг.

Коэффициент эжекции [16]

$$u = \left(\frac{0{,}0857 p_p/p_0 + 1{,}036}{p_к/p_0 - 0{,}317} - 0{,}0112 p_p/p_0 - 0{,}519\right) A,$$

где $A = (0{,}0088 t_p - 0{,}233)\,[(273 + t_p)/(273 + t_{вс})]^{0.5} = (0{,}0088 \cdot 80 - 0{,}233)\,[(273 + 80)/(273 + 7)]^{0.5} = 0{,}528$, т. е.

$$u = \left(\frac{0{,}0857 \cdot 2{,}295/0{,}385 + 1{,}036}{0{,}845/0{,}385 - 0{,}317} - 0{,}0112 \cdot 2{,}295/0{,}385 - 0{,}519\right) \times 0{,}528 = 0{,}126.$$

Действительная скорость пара в камере смешения с учетом потерь на трение и удар, оцениваемых произведением коэффициентов $\varphi_2\varphi_3 = 0{,}863$ для хладоновых ПЭХМ, $w_3 = \varphi_2\varphi_3 w_1/(1 + u) = 0{,}863 \cdot 235{,}8/(1 + 0{,}126) = 180{,}76$ м/с.

Изменение энтальпии пара в камере смешения $\Delta i_п = 0{,}5 w_1^2 [1 - (\varphi_2\varphi_3)^2/(1 + u)] = 0{,}5 \cdot 235{,}8^2\,[1 - 0{,}863^2/(1 + 0{,}126) = 9424{,}5$ Дж/кг $\approx 9{,}4$ кДж/кг.

Энтальпия пара в начале сжатия в диффузоре из уравнения смешения $i_{3д}(1 + u) = i_2 + \Delta i_п + u i_9 = (999{,}5 + 9{,}4 + 0{,}126 \times 1003{,}8)/(1 + 0{,}126) = 1008{,}3$ кДж/кг.

Изменение энтальпии в диффузоре при принятой скорости на выходе из диффузора $w_4 = 20$ м/с [16]: $\Delta i_д = i_4 - i_{3д} = 0{,}5 w_3^2 - 0{,}5 w_4^2 = 0{,}5 \cdot 180{,}76^2 - 0{,}5 \cdot 20^2 = 16\,100$ Дж/кг $= 16{,}1$ кДж/кг.

Энтальпия пара на выходе из диффузора $i_4 = i_{3д} + \Delta i_д = 1008{,}3 + 16{,}1 = 1024{,}4$ кДж/кг.

Энтальпию пара в точке *4* можно определить и из выражения для КПД диффузора $\eta_д = (i_{4sд} - i_{3д})/(i_4 - i_{3д})$, где $i_{4sд}$ —энтальпия в конце изоэнтропного сжатия в диффузоре. По диаграмме $i - p$ $i_{4sд} = 1022{,}8$ кДж/кг. Если принять $\eta_д = 0{,}9$, то $i_4 = [(i_{4sд} - i_{3д}) + i_{3д}\eta_д]/\eta_д = [(1022{,}8 - 1008{,}3) + 1008{,}3 \times 0{,}9]/0{,}9 = 1024{,}4$ кДж/кг.

Массовый расход холодного пара $G_{х.п} = Q_0/(i_9 - i_8) = 20/(1003{,}8 - 881{,}5) = 0{,}163$ кг/с. Массовый расход рабочего пара $G_{р.п} = G_{х.п}/u = 0{,}163/0{,}126 = 1{,}294$ кг/с.

Теплота, подведенная к рабочему веществу в парогенераторе, $Q_г = G_{р.п}(i_1 - i_8) = 1{,}294\,(1027{,}5 - 881{,}5) = 188{,}9$ кВт. Теплота, отведенная от рабочего вещества в конденсаторе, $Q_к =$

$= (G_{\text{р. п}} + G_{\text{х. п}})\ (i_4 - i_5) = (1{,}294 + 0{,}163)\ (1024{,}4 - 881{,}5) =$
$= 208{,}2$ кВт.

Действительный тепловой коэффициент $\zeta_д = Q_0/Q_г = 20/188{,}9 =$
$= 20/188{,}9 = 0{,}106$. Коэффициент обратимости $\eta_{обр} = \zeta_д/\zeta_{обр} =$
$= 0{,}106/1{,}96 = 0{,}054$.

Объемный расход холодного пара $V_{\text{х. п}} = G_{\text{х. п}} v_9 = 0{,}163 \times$
$\times 0{,}045 = 0{,}0073$ м^3/с. Объемный расход рабочего пара $V_{\text{р. п}} =$
$= G_{\text{р. п}} v_1 = 1{,}294 \cdot 0{,}0069 = 0{,}0089$ м^3/с.

Массовый расход рабочей воды, циркулирующей через испаритель, $G_{\text{р. в}} = Q_0/(c_{\text{р. в}}\, \Delta T_{\text{р. в}}) = 20/(4{,}19 \cdot 5) = 0{,}955$ кг/с, где $c_{\text{р. в}}$ — теплоемкость воды при средней температуре рабочей воды; $\Delta T_{\text{р. в}}$ — разность температур входящей и выходящей воды в испарителе.

Массовый расход охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор $G_w = Q_к/(c_w\, \Delta T_w) = 208{,}2/(4{,}174 \cdot 4) = 12{,}47$ кг/с, где c_w — теплоемкость воды при средней температуре охлаждающей воды; ΔT_w — подогрев воды в конденсаторе.

Площадь входного сечения сопла $f_р = V_{\text{р. п}}/w_р = 0{,}0089/10 =$
$= 8{,}9 \cdot 10^{-4}$ м^2, где $w_р$ — принятая скорость рабочего пара $R12$ в подводящем трубопроводе.

Площадь критического сечения сопла $f_{кр} = (G_{\text{р. п}} w_{кр})/(\pi_{кр} p_1) =$
$= (1{,}294 \cdot 126{,}95)/(0{,}552 \cdot 22{,}95 \cdot 10^5) = 1{,}3 \cdot 10^{-4}$ м^2, где $G_{\text{р. п}}$ — массовый расход рабочего пара (см. расчет в начале примера); $w_{кр}$ — критическая скорость рабочего пара:

$$w_{кр} = \sqrt{2k_у/(k_у + 1)}\sqrt{p_1 v_1} =$$

$$= \sqrt{2 \cdot 1{,}017/(1{,}017 + 1)}\sqrt{22{,}95 \cdot 10^5 \cdot 0{,}0069} = 126{,}95 \text{ м/с.}$$

Условный показатель изоэнтропы [47] $k_у = \sigma_{зу}/(\sigma_{зу} - 1) =$
$= 58{,}5/(58{,}5 - 1) = 1{,}017$, где $\sigma_{зу} = (i_2 - i_1)/(p_2 v_2 - p_1 v_1) =$
$= (1027{,}5 - 996{,}5)\ 10^3/(3{,}85 \cdot 10^5 \cdot 0{,}0425 - 22{,}95 \cdot 10^5 \cdot 0{,}0069) =$
$= 58{,}5$; p_1, p_2, v_1, v_2 — давления и удельные объемы в соответствующих точках цикла.

Относительное давление в критическом сечении

$$\pi_{кр} = [2/(k_у + 1)]^{k_у/(k_у - 1)} = [2/(1{,}017 + 1)^{1{,}017/(1{,}017 - 1)} = 0{,}552.$$

Площадь выходного сечения сопла $f_{р1} = (G_{\text{р. п}} v_2)/w_1 =$
$= (1{,}294 \cdot 0{,}0425)/235{,}8 = 2{,}33 \cdot 10^{-4}$ м^2. Площадь сечения цилиндрического участка камеры смешения при $\pi_р = p_р/p_0 = 22{,}95 \times$
$\times 10^5/0{,}385 \cdot 10^5 = 5{,}96$ и $\pi_к = p_к/p_0 = 0{,}845 \cdot 10^5/0{,}385 \cdot 10^5 =$
$= 2{,}195$ из выражения [16]:

$$(f_з/f_{кр})_{опт} = [(1{,}51\ \pi_р - 4{,}98)/(\pi_к - 0{,}958)] - 0{,}384\ \pi_р + 2{,}9 =$$

$$= [(1{,}51 \cdot 5{,}96 - 4{,}98)/(2{,}195 - 0{,}958)] - 0{,}384 \cdot 5{,}96 + 2{,}9 = 3{,}86$$

составит $f_з = 3{,}86 f_{кр} = 3{,}86 \cdot 1{,}18 \cdot 10^{-4} = 4{,}55 \cdot 10^{-4}$ м^2 (при других значениях $\pi_р$ и $\pi_к$ см. рекомендации, изложенные в работе [16]).

Отношение площадей конического участка к цилиндрическому $\beta = f_2/f_3$ находят из выражения

$$\beta_{опт} = 2 \cdot 10^{-6}\pi_р^3 - 1{,}81 \cdot 10^{-4}\pi_р^2 + 0{,}83 \cdot 10^{-2}\pi_р + 1{,}15 =$$

$$= 2 \cdot 10^{-6} \cdot 5{,}96^3 - 1{,}81 \cdot 10^{-4} \cdot 5{,}96^2 + 0{,}83 \cdot 10^{-2} \cdot 5{,}96 + 1{,}15 = 1{,}19.$$

Площадь сечения конического участка камеры смешения $f_2 = \beta_{опт} f_3 = 1{,}19 \cdot 4{,}55 \cdot 10^{-4} = 5{,}41 \cdot 10^{-4}$ м². Площадь сечения на выходе из диффузора $f_с = (G_{р.п} + G_{х.п})v_4/w_4 = (1{,}294 + 0{,}163) \times 0{,}0223/20 = 16{,}24 \cdot 10^{-4}$ м², где $w_4 = 20$ м/с — принятая скорость на выходе из диффузора.

Расчет конструктивных размеров приведен в работе [37].

1.8. РАСЧЕТ КОМПРЕССОРНОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА ДЛЯ СИСТЕМЫ ТЕПЛО- И ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ

Применять тепловые насосы для круглогодичного кондиционирования воздуха в помещениях целесообразно, если это дает экономический эффект по сравнению с другими возможными тепло- и хладофикационными системами. При этом следует учитывать, что отопление с помощью тепловых насосов осуществляется с более низкой средней температурой воды t_w в системе отопления, и поэтому для обеспечения работы по обычному температурному графику теплосети 95/70 (95 и 70 °С — соответственно температура «прямой» и «обратной» воды теплосети при расчетной температуре наружного воздуха) необходимо иметь пиковую систему подогрева воды; в летнее время тепловой насос работает как холодильная машина для кондиционирования воздуха.

Ниже приведены расчет и методика энергетического сопоставления двух альтернативных тепло- и хладофикационных систем — теплонасосной и от районной отопительной котельной с использованием холодильной машины для летнего кондиционирования воздуха. Последняя система принята как один из возможных вариантов.

Исходные данные

Теплопроизводительность системы тепло- и хладоснабжения при расчетной температуре наружного воздуха $Q_р^т$, МВт 1

Температура, °С:

источника теплоты низкого потенциала (артезианская вода) $t_{ист}$ 15

воды в теплосети при расчетной температуре наружного воздуха

«прямой» $t_{wр}^{пр}$ 95

«обратной» $t_{wр}^{обр}$ 70

расчетная наружного воздуха (для IV климатической зоны СССР) $t_{н.в.р}$ . . . . . —15

Рабочее вещество теплового насоса *R*12

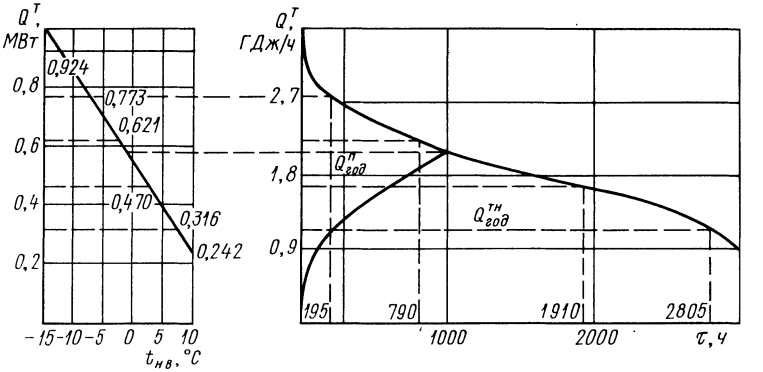


Рис. 1.53. Изменение теплопроизводительности системы отопления и продолжительности сезонной нагрузки

Ниже приведена продолжительность τ отопительного сезона и сезона летнего кондиционирования воздуха для IV зоны в зависимости от температур наружного воздуха.

Отопительный сезон

$t_{н.в}$, °С	—(10 —14,9)	—(5— 9,9)	0—(—4,9)	5—0,1	10—5,1
τ, ч	20	350	840	1400	390

Летнее кондиционирование

$t_{н.в}$, °С	25—30	30—35
τ, ч	1570	830

Отсюда общая продолжительность отопительного сезона 3000 ч, а летнего кондиционирования — 2400 ч.

На основании исходных данных строят графики изменения теплопроизводительности и годового отпуска теплоты системы отопления.

Расход теплоты на отопление связан с температурой наружного воздуха зависимостью

$$Q^т = Q^т_р \frac{t_п - t_{н.в}}{t_п - t_{н.в.р}}, \qquad (1.2)$$

где $Q^т_р$ — расчетная теплопроизводительность системы, МВт; $t_п$ — температура воздуха в помещении, °С (при расчете принята равной 18 °С); $t_{н.в}$ — температура наружного воздуха, °С.

Расход теплоты за отопительный сезон определяют по графику на рис. 1.53, где по оси абсцисс отложено число часов отопительного сезона τ, в течение которых наблюдается данная температура наружного воздуха $t_{н.в}$, а по оси ординат — часовой расход теплоты $Q^т$ в зависимости от значений $t_{н.в}$. Расчетная температура наружного воздуха $t_{н.в.р}$ соответствует средней температуре

наиболее холодной пятидневки в зимний период, а конец отопительного сезона наступает при $t_{н.в} = 10$ °С.

Площадь, ограниченная кривой и осями координат, в соответствующем масштабе равна расходу теплоты за отопительный сезон. В данном примере под величиной $Q^т$ понимается чисто отопительная нагрузка.

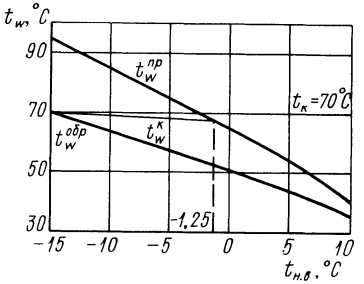


Рис. 1.54. Температурный график качественного регулирования отопительной нагрузки

В случае отопления горячей водой отпуск теплоты регулируется путем изменения температуры теплоносителя (воды) при неизменном расходе. Расчет системы качественного регулирования сводится к определению температур «прямой» и «обратной» воды в отопительной сети в зависимости от требуемой в данных условиях тепловой нагрузки. Это позволяет поддерживать на необходимом уровне внутреннюю температуру в отапливаемых помещениях.

Температуру «прямой» и «обратной» воды определяют по уравнениям

$$t_w^{пр} = t_п + \Delta t' \bar{Q}^{0,8} + \bar{Q}\theta'/2, \qquad (1.3)$$

$$t_w^{обр} = t_п + \Delta t' \bar{Q}^{0,8} - \bar{Q}\theta'/2, \qquad (1.4)$$

где

$$\Delta t' = \frac{t_{wр}^{пр} - t_{wр}^{обр}}{2} - t_п = \frac{95+70}{2} - 18 = 64{,}5\ °С;$$

$\bar{Q} = Q^т/Q_р^т = (t_п - t_{н.в})/(t_п - t_{н.в.р})$ — отношение расхода теплоты при выбранной температуре наружного воздуха к максимальному расходу теплоты при расчетной температуре наружного воздуха; $\theta' = t_{wр}^{пр} - t_{wр}^{обр} = 95 - 70 = 25$ °С.

Температурный график теплосети 95/70 на рис. 1.54 построен на основании результатов расчетов по уравнениям (1.3) и (1.4).

Масса воды, циркулирующей в системе отопления при качественном регулировании, определяется расчетной теплопроизводительностью и разностью температур воды в системе при расчетной температуре наружного воздуха:

$$G_w^к = \frac{Q_р^т}{c_w\left(t_{wр}^{пр} - t_{wр}^{обр}\right)} = \frac{1000}{4{,}187\,(95-70)} = 9{,}55\ кг/с.$$

Теплопроизводительность теплового насоса при всех других $t_{н.в}$ будет равна

$$Q^{тн} = G_w^к c_w \left(t_w^к - t_w^{обр}\right), \qquad (1.5)$$

где $t_w^к$ — температура воды, выходящей из конденсатора теплового насоса, °С; c_w — теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Максимальная теплопроизводительность теплового насоса соответствует условию, когда $t_w^к = t_w^{пр}$ по графику теплосети, а разность температур $t_w^к - t_w^{обр}$ будет наибольшей. Температура $t_w^к$, при которой соблюдается это условие, определяется в зависимости от принятой логарифмической разности температур в конденсаторе $\theta_к$ при его максимальной производительности. В наших расчетах принято $\theta_к = 8$ °С:

$$\theta_к = \frac{t_w^к - t_w^{обр}}{\ln \dfrac{t_к - t_w^{обр}}{t_к - t_w^к}}. \qquad (1.6)$$

Температура воды после конденсатора теплового насоса $t_w^к$ при температурах наружного воздуха более низких по сравнению с той, при которой $t_w^к = t_w^{пр}$ (последняя соответствует $t_{н.в} = -1{,}25$ °С), определяется путем совместного решения уравнений

$$Q^{тн} = k_к F_к \theta_к, \qquad (1.7)$$

$$Q^{тн} = G_w^к c_w (t_w^к - t_w^{обр}); \qquad (1.8)$$

с использованием уравнений (1.6)—(1.8)

$$t_w^к = t_к - \frac{t_к - t_w^{обр}}{e^m}, \qquad (1.9)$$

где $m = k_к F_к / (G_w^к c_w)$; $k_к F_к = Q^{тн}/\theta_к$ — интенсивность теплопередачи в конденсаторе при максимальной теплопроизводительности, Вт/К (в расчете принята неизменной).

При температурах наружного воздуха более высоких по сравнению с той, при которой теплопроизводительность теплового насоса максимальна, нет необходимости поддерживать температуру конденсации высокой. Последняя находится из выражения

$$t_к = \frac{e^m t_w^{пр} - t_w^{обр}}{e^m - 1}, \qquad (1.10)$$

полученного с использованием уравнений (1.6)—(1.8).

Максимальная производительность системы пикового подогрева определяется при расчетной температуре наружного воздуха. При $t_w^к \leqslant t_w^{обр}$

$$Q^{п} = G_w^к c_w (t_w^{пр} - t_w^{обр}). \qquad (1.11)$$

При $t_w^{пр} > t_w^к > t_w^{обр}$

$$Q^{п} = G_w^к c_w (t_w^{пр} - t_w^к) = Q^{т} - Q^{тн}. \qquad (1.12)$$

Годовую выработку теплоты тепловым насосом и системой пикового подогрева находят по графику суммарной годовой вы-

работки теплоты с учетом температур наружного воздуха и отношения $Q^{\text{ТН}}/Q^{\text{Т}}$ (см. рис. 1.53).

Суммарная площадь поверхности конденсаторов теплового насоса определяется при его максимальной теплопроизводительности: $F_{\text{к}} = Q^{\text{ТН}}/(k_{\text{к}}\theta_{\text{к}}) = 583\,000/(600 \cdot 8) = 121{,}5$ м², где $k_{\text{к}} = 600$ Вт/(м²·К) — средний коэффициент теплопередачи конденсатора теплового насоса НТ-80. Площади поверхностей конденсаторов и испарителей теплового насоса НТ-80 находятся в соотношении $F_{\text{и}}/F_{\text{к}} = 1{,}44$. Отсюда общая площадь поверхности испарителей $F_{\text{и}} = 1{,}44F_{\text{к}} = 1{,}44 \cdot 121{,}5 = 175$ м².

Максимальная холодопроизводительность испарителя Q_0, соответствующая максимальной теплопроизводительности конденсаторов,

$$Q_0 = Q^{\text{Т}} q_0/q, \tag{1.13}$$

где q_0 и q — удельная массовая соответственно холодо- и теплопроизводительность при заданных условиях термодинамического цикла теплового насоса.

В расчете принято: $t_0 = 5$ °С, $t_{\text{вс}} = 30$ °С и $t_{\text{к}} = 70$ °С при условии осуществления регенеративного цикла.

Логарифмическая разность температур в испарителе определяется при условии постоянства интенсивности теплопередачи в аппарате, т. е. $k_{\text{и}}F_{\text{и}} = \text{const}$:

$$\theta_{\text{и}} = Q_0/(k_{\text{и}}F_{\text{и}}), \tag{1.14}$$

где $k_{\text{и}} = 500$ Вт/(м²·К) — средний коэффициент теплопередачи в испарителе теплового насоса НТ-80.

С другой стороны,

$$\theta_{\text{и}} = \frac{t_{\text{ист}} - t_w^{\text{и}}}{\ln \dfrac{t_{\text{ист}} - t_0}{t_w^{\text{и}} - t_0}}. \tag{1.15}$$

Графическое, путем подбора или с помощью ЭВМ совместное решение уравнений (1.14) и (1.15) позволяет определить температуру воды (источника) после испарителя теплового насоса.

Расход воды, проходящей через испаритель,

$$G_w^{\text{и}} = \frac{Q_0}{c_w\left(t_{\text{ист}} - t_w^{\text{и}}\right)} \tag{1.16}$$

обусловливает производительность источника низкопотенциальной теплоты и остается неизменным для всех случаев изменения тепловой нагрузки на машину.

При температурах наружного воздуха, отличающихся от той, при которой $Q_0 = \max$, величины t_0, $t_w^{\text{и}}$ и Q_0 находят совместным решением уравнений (1.13), (1.14) и (1.16) графически, подбором или на ЭВМ.

Таблица 1.41. **Результаты расчета теплового насоса в режиме отопительной нагрузки**

Величина	Температура наружного воздуха $t_{н.в}$, °С						
	−15	−10	−5	−1,25	0	5	10
$Q^{Т}$, МВт	1	0,848	0,697	0,583	0,545	0,394	0,242
$Q^{ТН}$, МВт	0	0,204	0,436	0,583	0,545	0,394	0,242
$t_w^{пр}$, °С	95	85,2	75	67,2	64,5	53,5	41,8
$t_w^{обр}$, °С	70	63,9	57	52,6	50,9	43,7	35,7
$t_w^{к}$, °С	—	69	67,9	67,2	64,5	53,5	41,8
$G_w^{к}$, кг/с	9,55						
$t_к$, °С	—	70	70	70	67,2	55,4	43
$\theta_к$, °С	—	2,8	6	8	7,5	5,4	3,3
$k_к F_к$, Вт/К	—	72 875					
$Q^{П}$, МВт	1	0,644	0,261	0			
$F_к$, м²	—	121,5					
$F_и$, м²	—	175					
Q_0, МВт	—	0,157	0,331	0,439	0,418	0,332	0,213
$k_и F_и$, Вт/К	—	87 750					
$\theta_и$, °С	—	1,79	3,77	5	4,76	3,79	2,43
$t_w^{и}$, °С	—	12,1	8,9	7	7,3	8,9	11,2
$G_w^{и}$, кг/с	—	13,03					
t_0, °С	—	11,4	7,45	5	5,4	7,37	10,2
λ	—	0,74	0,715	0,695	0,71	0,77	0,82
η_i	—	0,74	0,74	0,735	0,737	0,735	0,71
η_e	—	0,703	0,703	0,698	0,7	0,698	0,675
G_a, кг/с	—	1,6	3,35	4,41	4,07	2,89	1,67
$V_т$, м³/с	—	0,094	0,232	0,34	0,303	0,186	0,092
N_a, кВт	—	46	106	144	127	62	29
N_e, кВт	—	65,4	150,8	206,3	181,4	88,8	43
μ	—	3,1	2,9	2,8	3	4,4	5,6

Объемная производительность компрессоров $V_т$ и их эффективная мощность N_e определяются по условиям термодинамического цикла и коэффициентам подачи $\lambda = f(p_к/p_0)$, индикаторному $\eta_i = f(p_к/p_0)$ и механическому КПД, принятому равным 0,95.

Результаты расчета, выполненного по изложенной методике, приведены в табл. 1.41.

Годовой расход энергии компрессорами теплового насоса, работающего на теплоснабжение, определяется с учетом продолжительности постоянства температур наружного воздуха путем сум-

мирования соответствующих произведений: $W_{\text{компр}} = \sum N_{e\,\text{ср}\,i}\tau_i =$ $= (65{,}4/2)\,20 + 350\,(65{,}4 + 150{,}8)/2 + 630\,(150{,}8 + 206{,}3)/2 +$ $+ 210\,(206{,}3 + 181{,}4)/2 + 1400\,(181{,}4 + 88{,}8)/2 + 390\,(88{,}8 +$ $+ 43)/2 \approx 406\,500$ кВт·ч.

Мощность насосов (циркуляционного, артезианского и на испаритель) рассчитывают в соответствии с расходом, развиваемым напором и КПД $\eta = 0{,}7$; напор циркуляционных насосов принят $H = 0{,}49$ МПа (50 м вод. ст.), артезианского $H = 0{,}687$ МПа (70 м вод. ст.), на испаритель $H = 0{,}15$ МПа (15 м вод. ст.): $N_{\text{цирк}} =$ $= G_w^{\text{к}} H/\eta = 9{,}55 \cdot 0{,}49 \cdot 10^6/0{,}7 = 6{,}7$ кВт; $N_{\text{арт}} = G_w^{\text{и}} H/\eta =$ $= 13{,}03 \cdot 0{,}687 \cdot 10^6/0{,}7 = 12{,}8$ кВт; $N_{\text{испар}} = G_w^{\text{и}} H/\eta = 13{,}03 \times$ $\times\, 0{,}15 \cdot 10^6/0{,}7 = 2{,}8$ кВт.

Расход энергии насосами за отопительный сезон $W_{\text{нас}} =$ $= \sum N_{\text{нас}}\tau = (6{,}7 + 12{,}8 + 2{,}8)\,3000 = 66\,900$ кВт·ч.

Общее количество теплоты, отпускаемой потребителю системой тепло- и хладоснабжения за отопительный сезон, а также долю теплоты, приходящейся на тепловой насос и систему пикового подогрева, находят с учетом их производительности и продолжительности постоянства температур наружного воздуха: $Q_{\text{год}}^{\text{ТН}} =$ $= \sum Q_i^{\text{ТН}}\tau_i = 102 \cdot 20 + 320 \cdot 350 + 483 \cdot 420 + 556{,}5 \cdot 210 +$ $+ 564 \cdot 210 + 470 \cdot 1400 + 318 \cdot 390 = 1\,334\,225$ кВт·ч $\approx$ $\approx 4\,803\,210$ МДж; $Q_{\text{год}}^{\text{П}} = \sum Q_i^{\text{П}}\tau_i = 824 \cdot 20 + 465 \cdot 350 + 177 \times$ $\times\, 420 + 47{,}5 \cdot 210 = 263\,545$ кВт·ч $\approx 948\,800$ МДж; $Q_{\text{год}}^{\text{Т}} =$ $= Q_{\text{год}}^{\text{ТН}} + Q_{\text{год}}^{\text{П}} = 1\,334\,225 + 263\,545 = 1\,597\,770$ кВт·ч $=$ $= 5\,751\,972$ МДж.

В режиме летнего кондиционирования воздуха тепловой насос работает как холодильная машина по обычному регенеративному холодильному циклу. Холодопроизводительность машины определяется с учетом теплопоступлений в охлаждаемый объект при условии постоянства интенсивности теплопередачи ограждений объекта $k_{\text{огр}}F_{\text{огр}}$. Тогда максимальная холодопроизводительность $Q_{0\text{р}}$ машины при расчетном режиме

$$Q_{0\text{р}} = Q_{\text{р}}^{\text{Т}} \frac{t_{\text{н.в.р}}^{\text{л}} - t_{\text{п.л}}}{t_{\text{п}}^{\text{зимн}} - t_{\text{н.в.р}}^{\text{зимн}}} = 1\,\frac{35 - 22}{18 + 15} = 0{,}394\ \text{МВт},$$

где $t_{\text{н. в. р}}^{\text{л}} = 35$ °С — расчетная температура наружного воздуха для условий IV климатической зоны; $t_{\text{п. л}} = 22$ °С — температура воздуха в помещении в период летнего кондиционирования.

С учетом тепловыделений людей, притока теплоты от солнечной радиации, с приточным воздухом и от других источников принимается $Q_{0\text{р}} = 0{,}45$ МВт.

При температурах наружного воздуха ниже расчетных холодопроизводительность машины определяют так же, как величину $Q^{\text{Т}}$:

$$Q_0 = Q_{0\text{р}} \frac{t_{\text{н. в}} - t_{\text{п}}}{t_{\text{н. в. р}} - t_{\text{п}}}. \qquad (1.17)$$

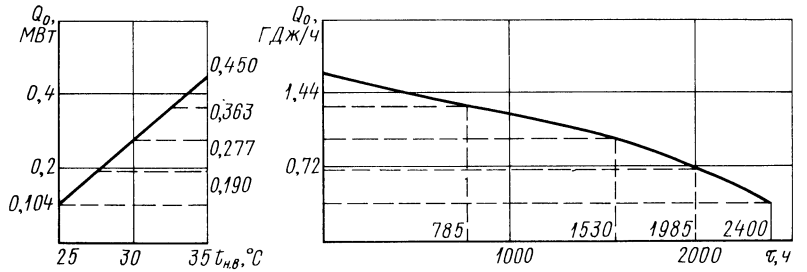


Рис. 1.55. Изменение холодопроизводительности системы хладоснабжения и продолжительности сезонной нагрузки

На рис. 1.55 построены графики изменения холодопроизводительности машины в зависимости от температуры наружного воздуха и расхода холода за сезон кондиционирования.

Полагая, что расход охлаждающей воды в приборах охлаждения летом равен зимнему расходу, разность температур обратной и прямой воды при расчетной температуре наружного воздуха составит

$$t_{w\text{р}}^{\text{обр}} - t_{w\text{р}}^{\text{пр}} = Q_{\text{ор}}/(G_w^{\text{и}} c_w) = 450/(4{,}187 \cdot 9{,}55) = 11{,}25\ ^\circ\text{С}.$$

Среднюю температуру воды в приборах охлаждения при их неизменной площади поверхности определяют совместным решением уравнений теплового баланса:

$$Q_{\text{р}}^{\text{т}} = k_{\text{пр. з}} F_{\text{пр}} (t_{w\text{з}} - t_{\text{п. з}}); \qquad (1.18)$$

$$Q_{\text{ор}} = k_{\text{пр. л}} F_{\text{пр}} (t_{\text{п. л}} - t_{w\text{л}}). \qquad (1.19)$$

Коэффициенты теплопередачи отопительных приборов можно принять равными

$$k_{\text{пр. з}} = \sqrt[4]{t_{w\text{з}} - t_{\text{п. з}}}, \qquad (1.20)$$

$$k_{\text{пр. л}} = \sqrt[4]{t_{\text{п. л}} - t_{w\text{л}}}; \qquad (1.21)$$

тогда средняя температура воды в приборах охлаждения при расчетной температуре наружного воздуха

$$t_{w\text{л}} = t_{\text{п. л}} - (t_{w\text{з}} - t_{\text{п. з}}) \left(\frac{Q_{\text{ор}}}{Q_{\text{р}}^{\text{т}}} \right)^{0,8}. \qquad (1.22)$$

В уравнениях (1.18)—(1.22) $t_{w\text{з}}$ и $t_{w\text{л}}$ — средние температуры воды в приборах зимой и летом, °С; $t_{\text{п. з}}$ и $t_{\text{п. л}}$ — температуры в помещении зимой и летом, °С.

Температуру прямой и обратной воды хладосети определяют по уравнениям:

в расчетном режиме

$$t_{w\text{р}}^{\text{пр}} = t_{w\text{л}} - \frac{t_{w\text{р}}^{\text{обр}} - t_{w\text{р}}^{\text{пр}}}{2}; \tag{1.23}$$

$$t_{w\text{р}}^{\text{обр}} = t_{w\text{л}} + \frac{t_{w\text{р}}^{\text{обр}} - t_{w\text{р}}^{\text{пр}}}{2}; \tag{1.24}$$

при других температурах наружного воздуха

$$t_{w}^{\text{пр}} = t_{\text{п. л}} - \Delta t' \overline{Q}^{0,8} - \overline{Q}\theta'/2; \tag{1.25}$$

$$t_{w}^{\text{обр}} = t_{\text{п. л}} + \Delta t' Q^{0,8} - \overline{Q}\theta'/2, \tag{1.26}$$

где $\theta' = t_{w\text{р}}^{\text{обр}} - t_{w\text{р}}^{\text{пр}} = 11{,}25\ ^{\circ}\text{C}$;

$$\Delta t' = t_{\text{п. л}} - \frac{t_{w\text{р}}^{\text{пр}} + t_{w\text{р}}^{\text{опр}}}{2}; \quad \overline{Q} = \frac{t_{\text{н. в}} + t_{\text{п. л}}}{t_{\text{н. в. р}} - t_{\text{п. л}}}.$$

Температуру кипения рабочего вещества при работе машины в расчетном режиме находят совместным решением уравнений

$$Q_{0\text{р}} = k_{\text{и}} F_{\text{и}} \theta_{\text{ир}}, \tag{1.27}$$

$$Q_{0\text{р}} = G_{w}^{\text{и}} c_{w} (t_{w\text{р}}^{\text{обр}} - t_{w\text{р}}^{\text{пр}}), \tag{1.28}$$

откуда

$$t_0 = \frac{e^{m'} t_{w\text{р}}^{\text{пр}} - t_{w\text{р}}^{\text{обр}}}{e^{m'} - 1}, \tag{1.29}$$

где $m' = k_{\text{и}} F_{\text{и}} / (G_{w}^{\text{и}} c_{w}) = \text{const}$.

Теплопроизводительность конденсатора $Q_{\text{р}}$, соответствующую холодопроизводительности $Q_{0\text{р}}$, температуру конденсации $t_{\text{к}}$ и температуру охлаждающей воды после конденсатора $t_{w}^{\text{к}}$ определяют совместным решением системы уравнений

$$Q_{\text{р}} = Q_{0\text{р}} q / q_0, \tag{1.30}$$

$$Q_{\text{р}} = k_{\text{к}} F_{\text{к}} \theta_{\text{к}}, \tag{1.31}$$

$$Q_{\text{р}} = G_{w}^{\text{к}} c_{w} (t_{w}^{\text{к}} - t_{w\text{с}}), \tag{1.32}$$

где $k_{\text{к}} F_{\text{к}}$ — интенсивность теплопередачи в конденсаторе в зимних условиях; $G_{w}^{\text{к}}$ — расход воды через конденсатор, равный расходу воды через испаритель в зимнем режиме.

С учетом изложенной методики

$$t_{w\text{л}} = t_{\text{п. л}} - (t_{w\text{з}} - t_{\text{п. з}}) (Q_{0\text{р}}/Q_{\text{р}}^{\text{т}})^{0,8} =$$

$$= 22 - \left(\frac{95+70}{2} - 18\right) \cdot \left(\frac{0{,}45}{1}\right)^{0,8} = 22 - 34{,}05 = -12{,}05\ ^{\circ}\text{C}.$$

Отрицательная средняя температура воды в приборах охлаждения неприемлема. Для получения положительной $t_{w\text{л}}$ температура кипения рабочего вещества в испарителе должна быть $t_0 \geqslant 0$.

Таблица 1.42. **Результаты расчета теплового насоса в режиме кондиционирования воздуха**

Величина	Температура наружного воздуха $t_{н.в}$, °С				
	35	32,5	30	27,5	25
Q_0, МВт	0,45	0,363	0,277	0,19	0,104
$t_w^{обр} - t_w^{пр}$, °С	11,25	9,08	6,93	4,75	2,6
$t_w^{пр}$, °С	1,41	4,85	8,38	12,11	16,07
$t_w^{обр}$, °С	12,66	13,93	15,31	16,86	18,67
t_0, °С	0	3,71	7,51	11,51	15,74
$\theta_и$, °С	5,13	4,14	3,16	2,17	1,16
Q, МВт	0,5	0,394	0,292	0,199	—
$\theta_к$, °С	6,86	5,4	4,01	2,73	—
$t_w^к$, °С	24,16	22,22	20,35	18,65	—
$t_к$, °С	27,45	24,8	22,3	19,95	—
λ	0,825	0,84	0,86	0,875	—
η_i	0,7	0,68	0,65	0,64	—
η_e	0,665	0,646	0,618	0,608	—
$G_а$, кг/с	3,15	2,49	1,87	1,27	—
$V_т$, м³/с	0,243	0,166	0,107	0,063	—
$N_а$, кВт	50	31	15	9	—
N_e, кВт	75,2	48	24,3	14,8	—
ε	5,98	7,56	11,4	12,84	—

При этом уменьшится разность температур $t_{п.л} - t_{wл}$, для чего необходимо увеличить площадь поверхности приборов охлаждения. Иными словами, площади поверхности приборов для тепло- и хладоснабжения должны быть разными. Их соотношение с учетом уравнений (1.18) и (1.19) определяется выражением

$$f = \frac{Q_0^р}{Q_р^т}\left(\frac{t_{wз} - t_{п.з}}{t_{п.л} - t_{wл}}\right)^{1,25}. \qquad (1.33)$$

В дальнейших расчетах при расчетной температуре наружного воздуха принимается $t_0 = 0$. С учетом уравнений (1.27) и (1.28) получим

$$t_{wр}^{пр} = t_0 + \frac{t_{wр}^{обр} - t_{wр}^{пр}}{e^{m'} - 1} = 0 + \frac{11,25}{e^{2,19} - 1} = 1,41\ °С;$$

$$t_{wр}^{обр} = t_{wр}^{пр} + \left(t_{wр}^{обр} - t_{wр}^{пр}\right) = 1,41 + 11,25 = 12,66\ °С;$$

где $m' = k_и F_и/(G_w^и c_w) = 87\,750/(4,187 \cdot 9,55) = 2,19$.

Дальнейшие результаты расчета теплового насоса в режиме летнего кондиционирования воздуха приведены в табл. 1.42.

Годовой расход энергии компрессорами в режиме летнего кондиционирования $W_{\text{компр}} = \sum N_{e\,\text{ср}\,i}\tau_i = 415\ (75{,}2 + 48)/2 + 415\ (48 + 24{,}3)/2 + 785\ (24{,}3 + 14{,}8)/2 + 785\ (14{,}8/2) \approx 61\,700$ кВт·ч. Расход энергии насосами за сезон кондиционирования $W_{\text{нас}} = \sum N_{\text{нас}}\tau = 22{,}3 \cdot 2400 \approx 53\,500$ кВт·ч.

Количество теплоты, отведенной от охлаждаемого объекта за сезон кондиционирования, $Q_0^{\text{год}} = \sum Q_{0i}\tau_i = 406{,}5 \cdot 415 + 320 \times 415 + 233{,}5 \cdot 785 + 147 \cdot 785 = 600\,190$ кВт·ч $\approx 2\,160\,700$ МДж.

При теплоснабжении объекта отопления от котельной для летнего кондиционирования воздуха необходимо иметь холодильную машину. Условия ее работы определяются температурами источников подвода и отвода теплоты.

При температуре охлаждающей воды $t_{\text{ист}} = 15$ °С температуру конденсации в расчетном режиме (при $t_{\text{н. в. р}} = 35$ °С) примем равной $t_{\text{к}} = 25$ °С, а температуру кипения (по условиям работы испарителя) $t_0 = 0$.

Методика и последовательность расчета холодильной машины аналогичны расчету теплового насоса в режиме кондиционирования (табл. 1.43).

Годовой расход энергии компрессорами холодильной машины $W_{\text{компр}} = 415\ (69{,}2 + 48{,}4)/2 + 415\ (48{,}4 + 23{,}7)/2 + 785 \times (23{,}7 + 8{,}2)/2 + 785\ (8{,}2/2) \approx 51\,885$ кВт·ч.

Мощность насосов холодильной машины: циркуляционного $N_{\text{цирк}} = G_{\omega}^{\text{и}}H/\eta = 9{,}55 \cdot 0{,}49 \cdot 10^6/0{,}7 = 6{,}7$ кВт; артезианского $N_{\text{арт}} = G_{\omega}^{\text{к}}H/\eta = 19{,}74 \cdot 0{,}687 \cdot 10^6/0{,}7 = 19{,}6$ кВт; на испаритель $N_{\text{испар}} = G_{\omega}^{\text{и}}H/\eta = 19{,}74 \cdot 0{,}15 \cdot 10^6/0{,}7 = 4{,}2$ кВт.

Расход энергии насосами за сезон кондиционирования $W_{\text{нас}} = (6{,}7 + 19{,}6 + 4{,}2)\ 2400 = 73\,200$ кВт.

Энергетическая эффективность применения теплового насоса для тепло- и хладоснабжения оценивается экономией топлива:

$$\Delta B = \frac{Q_{\text{год}}}{C\eta_{\text{кот}}\eta_{\text{т. с}}} - (W_{\text{т. н}} - W_{\text{х. м}})\,b_{\text{к}} =$$

$$= \frac{5\,751\,972}{29{,}3 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}95} - [(473\,400 + 115\,200) - (20\,100 + 125\,085)]\,0{,}31 =$$

$$= 85\,950 \text{ кг у. т./год} = 85{,}95 \text{ т у. т./год},$$

где $C = 29{,}3$ МДж/кг — теплота сгорания условного топлива; $\eta_{\text{кот}} = 0{,}8$ — КПД районной котельной; $\eta_{\text{т. с}} = 0{,}95$ — КПД тепловых сетей; $W_{\text{т. н}}$ — суммарный годовой расход энергии на привод компрессоров и насосов теплового насоса, кВт·ч/год; $W_{\text{х. м}}$ — суммарный годовой расход энергии на привод компрессоров и насосов холодильной машины с учетом расхода энергии на циркуляционный насос пиковой котельной за отопительный сезон $W_{\text{цирк}} = 20\,100$ кВт/год; $b_{\text{к}}$ — удельный расход топлива

Таблица 1.43. **Результаты расчета холодильной машины для кондиционирования воздуха**

Величина	Температура наружного воздуха $t_{н.в}$, °С				
	35	32,5	30	27,5	25
Q_0, МВт	0,45	0,363	0,277	0,19	0,104
$G_w^и$, кг/с			9,55		
$t_w^{обр} - t_w^{пр}$, °С	11,25	9,08	6,93	4,75	2,6
$t_w^{пр}$, °С	3,65	4,84	8,39	12,1	16,07
$t_w^{обр}$, °С	14,9	13,92	15,32	16,85	18,67
t_0, °С	0	1,89	6,14	10,56	15,22
$\theta_и$, °С	8	6,45	4,92	3,38	1,85
$k_и F_и$, Вт/К			56 250		
Q, МВт	0,496	0,394	0,292	0,195	—
$\theta_к$, °С	6,55	5,74	4,24	2,83	—
$k_к F_к$, Вт/К			68 760		
$t_w^к$, °С	21	19,77	18,53	17,34	—
$G_w^к$, кг/с			19,74		
$t_к$, °С	25	23,45	21,25	19,15	—
λ	0,825	0,835	0,85	0,875	—
η_i	0,7	0,675	0,665	0,64	—
η_e	0,665	0,641	0,632	0,608	—
G_a, кг/с	3,27	2,61	1,98	1,34	—
$V_т$, м³/с	0,237	0,175	0,113	0,064	—
N_a, кВт	46	31	15	5	—
N_e, кВт	69,2	48,4	23,7	8,2	—
ε	6,5	7,5	11,7	23,2	—

на производство электроэнергии по конденсационному циклу, кг/(кВт·ч).

Таким образом, исходя из критерия расхода топлива применять тепловой насос для круглогодичного тепло- и хладоснабжения энергетически выгоднее по сравнению с отопительной районной котельной и холодильной машиной для летнего кондиционирования воздуха. Окончательный вывод о целесообразности использования теплового насоса делают на основе технико-экономических расчетов по приведенным затратам сравниваемых вариантов.

Глава 2. ТЕПЛОВЫЕ, КОНСТРУКТИВНЫЕ, ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ КОМПРЕССОРОВ ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

2.1. ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Пример 1. Тепловой расчет поршневого компрессора паровой холодильной машины.

Исходные данные

Холодопроизводительность компрессора Q_0, кВт 50
Температура, К:
кипения T_0 258
конденсации $T_к$ 303
после конденсатора $T_з$ 303
Рабочее вещество *R22*

Перегрев рабочего тела перед компрессором определяют по формуле $\Delta T_{пер} = T_1 - T_0$. Принимаем $\Delta T_{пер} = 30$ К. Термодинамические параметры в узловых точках регенеративного теоретического цикла холодильной машины (рис. 2.1) приведены в табл. 2.1.

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_а - i_4 = 1032 - 849{,}4 = 182{,}6$ кДж/К.

Массовый расход рабочего вещества $G_д = Q_0/q_0 = 50/182{,}6 = 0{,}273$ кг/с.

Действительная объемная производительность компрессора

$$V_д = G_д v_1 = 0{,}273 \cdot 0{,}09 = 0{,}0246 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Относительное мертвое пространство в непрямоточных компрессорах средней производительности составляет 4—5 %. Объемные и энергетические коэффициенты унифицированных компрессоров, предназначенных для работы на различных рабочих веществах, можно определять как по эмпирическим уравнениям, так

Таблица 2.1. **Параметры узловых точек**

Параметр	Точки					
	а	*1*	*2*	*3*	*3'*	*4*
p, МПа	0,297	0,297	1,191	1,191	1,191	0,297
T, К	258	288	371	303	285	258
i, кДж/кг	1032	1053,9	1093,3	871.3	849,4	849,4
v, м³/кг	—	0,09	—	—	—	—

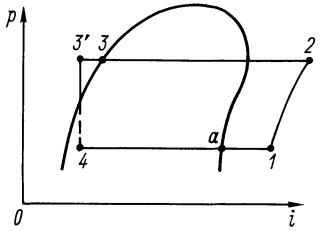


Рис. 2.1. Теоретический цикл одноступенчатой холодильной машины в i—p диаграмме

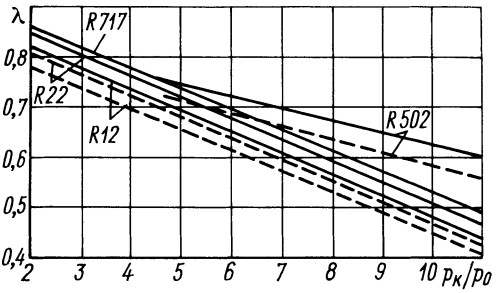


Рис. 2.2. Коэффициент подачи для поршневых компрессоров средней производительности

Компрессоры: ——— с сальником; — — — бессальниковые

и по графическим зависимостям, полученным во ВНИИхолодмаше по результатам испытаний поршневых компрессоров средней производительности (рис. 2.2 и 2.3).

По графику, приведенному на рис. 2.2, при степени повышения давления $\pi = p_к/p_0 = 4{,}01$ коэффициент подачи $\lambda = 0{,}76$. Теоретический объем, описываемый поршнями, $V_т = V_д/\lambda = 0{,}0246/0{,}76 = 0{,}0324$ м³/с.

Число цилиндров для поршневых холодильных компрессоров выбирают в пределах 2—8. Увеличение числа цилиндров приводит к уменьшению их диаметра и массы шатунно-поршневой группы, определяющих нагрузки на основные детали механизма движения компрессора. В рассматриваемом примере принимаем число цилиндров $z = 8$. Кинематическую схему компрессора из условия уравновешивания сил инерции первого порядка выбираем с W-образным расположением цилиндров (1—8), двухколенчатым валом с размещением кривошипов (колен) под углом 180° относительно друг друга (рис. 2.4). Угол между рядами цилиндров 45°.

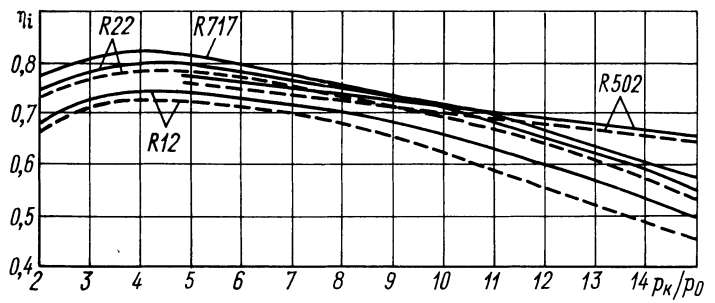


Рис. 2.3. Индикаторный КПД для поршневых компрессоров средней производительности

Компрессоры: ——— — с сальником; — — — — бессальниковые

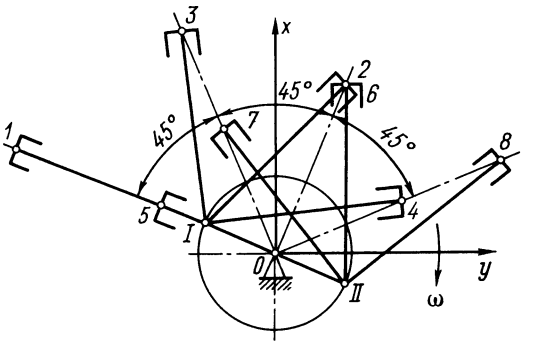


Рис. 2.4. Кинематическая схема компрессора

Диаметр цилиндра компрессора

$$D = 1{,}55\sqrt[2{,}25]{V_т/(k_l^{0{,}5}z)} = 1{,}55\sqrt[2{,}25]{0{,}0324/(20^{0{,}5}\cdot 8)} = 0{,}069 \text{ м},$$

где $k_l = 16 \div 45$ — параметр удельных сил инерции при ходе поршня компрессоров соответственно 0,04—0,12 м [9].

Так как современные быстроходные компрессоры в целях снижения массы и габаритов, а также ограничения роста средней скорости поршня выполняют короткоходовыми, выбираем $k_l = 20$. Принимаем стандартное значение диаметра $D = 0{,}07$ м.

Ход поршня определяют по принятой величине $\psi = s/D$. Для непрямоточных машин $\psi = 0{,}6 \div 0{,}8$. При выборе величины ψ и соответствующих ей хода поршня s и частоты вращения вала n следует иметь в виду допустимую среднюю скорость поршня c_m. Для машин средней холодопроизводительности $c_m = 2 \div 4$ м/с. При $\psi = 0{,}65$ $s = \psi D = 0{,}65 \cdot 0{,}07 = 0{,}045$ м.

Частота вращения вала компрессора

$$n = \sqrt{k_l/(3{,}6s^{1{,}5})} = \sqrt{20/(3{,}6 \cdot 0{,}045^{1{,}5})} = 24{,}12 \text{ с}^{-1}.$$

Принимаем стандартное значение частоты вращения вала $n = 24$ с$^{-1}$.

Средняя скорость поршня $c_m = 2sn = 2 \cdot 0{,}045 \cdot 24 = 2{,}16$ м/с.

Теоретический объем, описываемый поршнями при принятых D и s, $V_т = \pi D^2 snz/4 = 3{,}14 \cdot 0{,}07^2 \cdot 0{,}045 \cdot 24 \cdot 8/4 = 0{,}0332$ м^3/с. Превышение значения V_h при принятых D и s над требуемыми составляет $(0{,}0324 - 0{,}0322)/(0{,}0322 \cdot 100) \approx 1$ %. Следовательно, принятые D и s соответствуют заданной холодопроизводительности.

Удельная адиабатная работа компрессора $l_{ад} = i_2 - i_1 = 1093{,}3 - 1053{,}9 = 39{,}4$ кДж/кг.

Адиабатная мощность компрессора $N_{ад} = G_д l_{ад} = 0{,}273 \times 39{,}4 = 10{,}76$ кВт. Максимальная индикаторная мощность компрессора $N_{i\,max} = kV_т P_{0\,max} = 1{,}16 \cdot 0{,}0332 \cdot 681{,}1 = 26{,}2$ кВт, где $k = 1{,}16$ — показатель адиабаты $R22$; $p_{0\,max} = 681{,}1 \cdot 10^3$ Па — максимальное давление кипения (при $T_0 = 283$ К).

Таблица 2.2. **Параметры узловых точек**

Параметр	Рабочее вещество		
	*R*12	*R*502	*R*717
p_0, МПа	0,183	0,352	0,282
$p_к$, МПа	0,744	1,305	1,164
i_a, кДж/кг	993	991,3	1363
i_1, кДж/кг	1012,5	1009	1374
$i_в$, кДж/кг	1041	1037	1615
$i_3 = i_4$, кДж/кг	858	869	222
v_1, м³/кг	0,1035	0,058	0,52

Таблица 2.3. **Основные расчетные величины**

Обозначение или расчетная формула	Результаты расчета			Обозначение или расчетная формула	Результаты расчета		
	*R*12	*R*502	*R*717		*R*12	*R*502	*R*717
$q_0 = i_a - i_4$, кДж/кг	135,5	122,3	—	$N_{i\,max}$, кВт	16,01	29,07	26,6
				η_i	0,74	0,78	0,82
$q_0 = i_1 - i_4$, кДж/кг	—	—	1152	N_i, кВт	9,13	15,49	14,4
				$p_{i\,тр} \cdot 10^{-3}$, Па	40	40	60
π	4,065	3,707	4,12	$N_{тр}$, кВт	1,33	1,33	1,99
λ (см. рис. 2.2)	0,74	0,78	0,77	N_e, кВт	10,45	16,82	16,39
$G_д = \lambda V_т / v_1$, кг/с	0,237	0,446	0,049	$N_{e\,max}$, кВт	17,34	30,39	28,59
$Q_0 = G_д \cdot q_0$, кВт	32,15	54,6	56,44	$\eta_{мех}$	0,873	0,921	0,878
$l_{ад}$, кДж/кг	28,5	27,1	241	η_e	0,647	0,718	0,721
$N_{ад}$, кВт	6,76	12,086	11,81	ε_e	3,08	3,25	3,44
k	1,14	1,13	1,3				
$p_{0\,max} \cdot 10^{-3}$, Па	423,2	773,5	616,4				

Индикаторная мощность в расчетном режиме $N_i = N_{ад}/\eta_i = 10{,}76/0{,}8 = 13{,}45$ кВт, где $\eta_i = 0{,}8$ — индикаторный коэффициент (рис. 2.3).

Мощность трения $N_{тр} = p_{i\,тр} V_т = 40 \cdot 0{,}0332 = 1{,}33$ кВт, где $p_{i\,тр} = 40 \cdot 10^3$ Па — давление трения.

Эффективная мощность $N_e = N_i + N_{тр} = 13{,}45 + 1{,}33 = 14{,}78$ кВт. Максимальная эффективная мощность $N_{e\,max} = N_{i\,max} + N_{тр} = 26{,}2 + 1{,}33 = 27{,}53$ кВт.

Механический КПД компрессора $\eta_{мех} = N_i/N_e = 13{,}45/14{,}78 = 0{,}91$. Эффективный КПД компрессора $\eta_e = N_{ад}/N_e = 10{,}76/14{,}78 = 0{,}728$. Эффективный холодильный коэффициент $\varepsilon_e = Q_0/N_e = 50/14{,}78 = 3{,}38$.

Пример 2. Тепловые расчеты поршневых компрессоров паровых холодильных машин при работе на различных рабочих веществах.

Исходные данные

Теоретический объем, описываемый поршнями, $V_т$, м³/с	0,0332
Температура, К:	
кипения T_0	258
конденсации $T_к$	303
после конденсатора $T_э$	303
Рабочее вещество	*R*12, *R*502, *R*717

В современном холодильном машиностроении значительная часть поршневых компрессоров унифицирована по рабочим веществам. Удельную массовую холодопроизводительность при работе на *R*717 (нерегенеративный цикл) определяют по формуле $q_0 = i_1 - i_4$. При этом принятый перегрев рабочего тела перед компрессором $\Delta T_{пер} = 5$ К.

Параметры узловых точек и расчет основных величин, характеризующих работу компрессора, размеры которого получены в примере 1, при использовании в качестве рабочих веществ *R*12, *R*502, *R*717 приведены в табл. 2.2 и 2.3.

2.2. РАСЧЕТЫ ГАЗОВОГО ТРАКТА В ПОРШНЕВОМ КОМПРЕССОРЕ

Газодинамические потери в тракте компрессора в значительной мере влияют на холодопроизводительность и затраты мощности.

В рассматриваемом примере исходя из допустимых средних скоростей пара в элементах газового тракта [46] определим площади проходных сечений всасывающего и нагнетательного патрубков и клапанов компрессора.

В качестве рабочего вещества выбираем *R*12, так как в унифицированных по рабочим веществам компрессорах критерий скорости потока пара в клапане $M_{кл}$ достигает максимальных значений при работе на *R*12. Параметры пара в патрубках и клапанах определяем по режиму $T_0 = 283$ К, $T_к = 303$ К, $T_{вс} = 288$ К, $T_н = 310$ К, соответствующему максимальной объемной производительности компрессора.

Диаметр всасывающего патрубка компрессора

$$D_{вс} = \sqrt{V_т \lambda/(0{,}785 w_{вс})} = \sqrt{0{,}0332 \cdot 0{,}825/(0{,}785 \cdot 16)} = 0{,}0467 \text{ м},$$

где $V_т = 0{,}0332$ — теоретический объем, описываемый поршнями; $\lambda = 0{,}825$ — коэффициент подачи компрессора (см. рис. 2.2); $w_{вс} = 16$ м/с — принятая скорость пара во всасывающем патрубке (для *R*12 рекомендуется 12—17 м/с).

Принимаем $D_{вс} = 0{,}05$ м, тогда $w_{вс} = V_т \lambda/(0{,}785 D^2) = 0{,}0332 \cdot 0{,}825/(0{,}785 \cdot 0{,}05^2) = 13{,}96$ м/с.

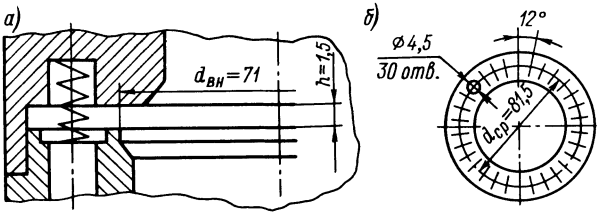


Рис. 2.5. Кольцевой всасывающий клапан: *а* — в сборе; *б* — расположение отверстий в седле клапана

Диаметр нагнетательного патрубка компрессора

$$D_н = \sqrt{V_т \lambda v_2/(0{,}785 w_н v_1)} =$$

$$= \sqrt{0{,}0332 \cdot 0{,}825 \cdot 0{,}02469/(0{,}785 \cdot 19 \cdot 0{,}04224)} = 0{,}0328 \text{ м},$$

где $v_2 = 0{,}02469$ м³/кг — удельный объем пара на нагнетании; $w_н = 19$ м/с — принятая скорость пара в нагнетательном патрубке (рекомендуется 17—22 м/с); $v_1 = 0{,}04224$ м³/кг — удельный объем пара на всасывании в компрессор.

Принимаем $D_н = 0{,}035$ м, тогда $w_н = V_т \lambda v_2'(0{,}785/D_н^2 v_1) = 0{,}0332 \cdot 0{,}825 \cdot 0{,}02469/(0{,}785 \cdot 0{,}035 \cdot 0{,}04224) = 16{,}66$ м/с.

При выборе конструкции клапанов руководствуемся обеспечением максимальных проходных сечений при малых мертвых объемах заключенных в полостях розеток всасывающих и седел нагнетательных клапанов.

Для компрессора в рассматриваемом примере проведен расчет кольцевого и полосового всасывающих клапанов.

Проходные сечения в клапанах определяем из условия сплошности потока: $wf = c_m F_п$, где w — средняя скорость пара в сечении клапана, м/с; f — площадь проходного сечения, м²; $c_m = 2{,}16$ м/с — средняя скорость поршня; $F_п = \pi D^2/4 = 3{,}14 \times 0{,}07^2/4 = 0{,}00385$ м² — площадь поршня.

Пластина кольцевого всасывающего клапана (рис. 2.5) расположена периферийно относительно гильзы цилиндра.

Площадь проходного сечения щели всасывающего кольцевого клапана $f_{щ.в.к} = c_m F_п/w_{щ.в.к} = 2{,}16 \cdot 0{,}00385/25 = 0{,}000333$ м², где $w_{щ.в.к} = 25$ м/с — принятая скорость пара в щели всасывающего клапана (для *R*12 рекомендуется 25—35 м/с).

Внутренний диаметр пластины $d_{вн} = f_{щ.в.к}/(\pi h) = 0{,}000333/(3{,}14 \cdot 0{,}0015) = 0{,}07056$ м, где $h = 0{,}0015$ м — принятая высота подъема пластины клапана (рекомендуется 0,0011—0,0015 м). Принимаем $d_{вн} = 0{,}071$ м.

Площадь проходного сечения в отверстиях седла всасывающего клапана $f_{с.в.к} = c_m F_п/w_{с.в.к} = 2{,}16 \cdot 0{,}00385/17 = 0{,}00048$ м².

Диаметр и количество отверстий определяют из уравнения $f_{\text{с. в. к}} = \pi d_{\text{отв}}^2 n/4$. Принимаем количество отверстий $n = 30$, тогда

$$d_{\text{отв}} = \sqrt{4f_{\text{с. в. к}}/(\pi n)} = \sqrt{4 \cdot 0{,}00048/(3{,}14 \cdot 30)} = 0{,}0045 \text{ м}.$$

Площадь проходного сечения в щели полосового всасывающего клапана (рис. 2.6), размещенного в крышке цилиндра [9], $f'_{\text{щ. в. к}} = (0{,}667h' + h'')\, 2nl = (0{,}667 \cdot 0{,}002 + 0{,}0002)\, 2 \cdot 2 \cdot 0{,}04 = 0{,}000245$ м², где $h' = h - \delta = 0{,}002$ м — стрела прогиба пластины; $h'' = 0{,}0002$ м — свободный подъем пластины; $n = 2$ — число пластин; $l = 0{,}04$ м—длина пластины.

Скорость пара в щели полосового всасывающего клапана $w'_{\text{щ. в. к}} = c_m F_{\text{п}}/f'_{\text{щ. в. к}} = 2{,}16 \cdot 0{,}00385/0{,}000245 = 33{,}89$ м/с. Скорость пара в седле полосового всасывающего клапана $w'_{\text{с. в. к}} = c_m F_{\text{п}}/f'_{\text{с. в. к}} = 4c_m F_{\text{п}}/(\pi d_{\text{отв}}^2 n) = 4 \cdot 2{,}16 \cdot 0{,}00385/(3{,}14 \times 0{,}004^2 \cdot 21) = 31{,}52$ м/с, где $d_{\text{отв}} = 0{,}004$ м — диаметр отверстий в седле полосового всасывающего клапана; $n = 21$ — количество отверстий.

Так как скорость пара в щели и седле полосового всасывающего клапана выше, выбираем кольцевой всасывающий клапан, что кроме снижения газодинамических потерь позволяет использовать для проектируемого компрессора регулирование холодопроизводительности электромагнитным отжимом кольцевой пластины. В качестве нагнетательного клапана выбираем однокольцевой клапан, размещенный в крышке цилиндра (рис. 2.7). Для уменьшения мертвого объема в седле клапана выполнена расточка под кольцевой буртик-вытеснитель торцовой поверхности поршня.

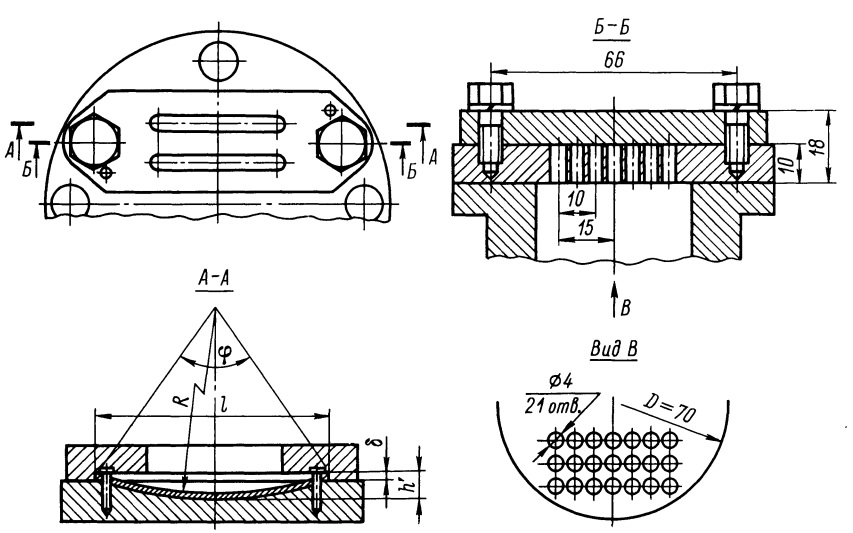


Рис. 2.6. Ленточный полосовой всасывающий клапан непрямоточного компрессора

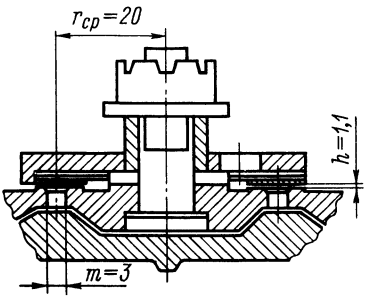


Рис. 2.7. Однокольцевой нагнетательный клапан

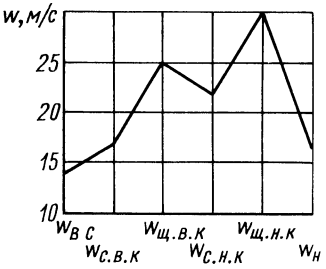


Рис. 2.8. Изменение скоростей пара по газовому тракту компрессора

Площадь проходного сечения щели нагнетательного клапана $f_{щ.\,н.\,к} = c_m F_п / w_{щ.\,н.\,к} = 2{,}16 \cdot 0{,}00385/30 = 0{,}0002772$ м², где $w_{щ.\,н.\,к} = 30$ м/с — принятая скорость пара в щели нагнетательного клапана (для *R*12 рекомендуется 25—35 м/с).

Средний диаметр кольцевой пластины $d_{ср} = f_{щ.\,н.\,к}/(2\pi h) = 0{,}0002772/(2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0011) = 0{,}04$ м, где $h = 0{,}0011$ м — принятая высота подъема пластины клапана (рекомендуется 0,0011—0,0015 м).

Площадь проходного сечения седла нагнетательного клапана $f_{с.\,н.\,к} = c_m F_п / w_{с.\,н.\,к} = 2{,}16 \cdot 0{,}00385/25 = 0{,}000333$ м², где $w_{с.\,н.\,к} = 25$ м/с — принятая скорость пара в седле нагнетательного клапана (для *R*12 рекомендуется 22—27 м/с).

Ширина кольцевого канала в седле нагнетательного клапана $m = f_{с.\,н.\,к}/(2\pi r_{ср}) = 0{,}000333/(2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}02) = 0{,}00265$ м, где $r_{ср} = 0{,}02$ м — средний радиус кольцевого канала. Принимаем $m = 0{,}003$ м, тогда $w_{с.\,н.\,к} = c_m F_п/(2\pi r_{ср} m) = 2{,}16 \times 0{,}00385/(2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}003) = 22{,}06$ м/с.

На рис. 2.8 показаны скорости пара в рассмотренных элементах газового тракта компрессора.

Применительно к конкретным конструкциям в рассматриваемом примере определим гидравлические потери в элементах и газовом тракте компрессора в целом. Гидравлические потери во всасывающем вентиле компрессора $\Delta p_{вс.\,в} = 0{,}5\zeta w_{вс}^2 \rho_{вс} = 0{,}5 \times 4 \cdot 13{,}96^2 \cdot 23{,}67 = 0{,}00923$ МПа, где $\zeta = 4$ — принятый коэффициент местного сопротивления проходного вентиля [45]; $\rho_{вс} = 23{,}67$ кг/м³ — плотность пара *R*12 на всасывании в компрессор. Гидравлические потери в нагнетательном вентиле компрессора $\Delta p_{н.\,в} = 0{,}5\zeta w_н^2 \rho_н = 0{,}5 \cdot 3{,}5 \cdot 16{,}66^2 \cdot 40{,}5 = 0{,}0197$ МПа, где $\zeta = 3{,}5$ — принятый коэффициент местного сопротивления проходного вентиля [45]; $\rho_н = 40{,}5$ кг/м³ — плотность пара *R*12 на нагнетании. Для расчета гидравлических потерь во всасывающем клапане определим эквивалентную площадь клапана $\Phi_{вс.\,кл} = \alpha_щ f_{щ.\,вс.\,к} = 0{,}71 \cdot 0{,}000333 = 0{,}000236$ м², где $\alpha_щ = \alpha_{щ.\,вс.\,к} = \alpha_{щ.\,н.\,к} = 1/\sqrt{\zeta_щ} = 1/\sqrt{2} = 0{,}71$. Коэффициент местного сопро-

тивления кольцевых всасывающего и нагнетательного клапанов принимаем $\zeta_{щ} = 2$.

Условная постоянная скорость пара во всасывающем клапане $c_{вс.кл} = c_{щ}F_{п}/\Phi = 2{,}16 \cdot 0{,}00385/0{,}000236 = 35{,}18$ м/с.

Скорость звука в $R12$ на всасывании

$$a_{вс} = \sqrt{kRT_{вс}} = \sqrt{1{,}14 \cdot 68{,}7 \cdot 288} = 150{,}18 \text{ м/с},$$

где $k = 1{,}14$ — показатель адиабаты; $R = 68{,}7$ Дж/(кг·К) — газовая постоянная.

Критерий скорости потока пара во всасывающем клапане $M_{вс.кл} = c_{вс.кл}/a_{вс} = 35{,}18/150{,}18 = 0{,}234$. Проектируемый клапан удовлетворяет рекомендуемому условию $M_{кл} < 0{,}25$ [46].

Гидравлические потери в кольцевом всасывающем клапане $\Delta p_{вс.кл} = 0{,}5c^2_{вс.кл}\rho_{вс} = 0{,}5 \cdot 35{,}18^2 \cdot 23{,}67 = 0{,}0147$ МПа.

Эквивалентная площадь нагнетательного клапана $\Phi_{н.кл} = \alpha_{щ}f_{щ.н.к} = 0{,}71 \cdot 0{,}000277 = 0{,}000197$ м^2.

Условная постоянная скорость пара в нагнетательном клапане $c_{н.кл} = c_{m}F_{п}/\Phi = 2{,}16 \cdot 0{,}00385/0{,}000197 = 42{,}2$ м/с.

Скорость звука в $R12$ на нагнетании

$$a_{н} = \sqrt{kRT_{н}} = \sqrt{1{,}14 \cdot 68{,}7 \cdot 7 \cdot 310} = 166{,}37 \text{ м/с}.$$

Критерий скорости потока пара в нагнетательном клапане $M_{н.кл} = c_{н.кл}/a_{н} = 42{,}2/166{,}37 = 0{,}25$. Проектируемый клапан удовлетворяет рекомендуемым значениям $M_{кл}$ [46].

Гидравлические потери в нагнетательном клапане $\Delta p_{н.кл} = 0{,}5c^2_{н.кл}\rho_{н} = 0{,}5 \cdot 42{,}2^2 \cdot 40{,}5 = 0{,}0361$ МПа. Гидравлические потери на стороне всасывания $\Delta p_{вс} = \Delta p_{вс.в} + \Delta p_{вс.кл} = 0{,}0092 + 0{,}0147 = 0{,}0239$ МПа. Гидравлические потери на стороне нагнетания $\Delta p_{н} = \Delta p_{н.в} + \Delta p_{н.кл} = 0{,}0197 + 0{,}0361 = 0{,}0558$ МПа.

2.3. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

В ходе динамического расчета определим силы и моменты, действующие в компрессоре, выполним расчет противовеса и маховика [29].

Схема кривошипно-шатунного механизма и силы, действующие на его элементы, представлены на рис. 2.9.

Суммарная свободная сила действует по оси цилиндра: $P = \Pi + I_{п} + R_{п}$, где Π — сила от давления пара в цилиндре, Н; $I_{п}$ — сила инерции поступательно движущихся масс, Н; $R_{п}$ — сила трения поступательно движущихся частей, Н.

Сила от давления пара в цилиндре определяется разностью давлений со стороны крышки цилиндра $p_{кр}$ и со стороны вала $p_{в}$: $\Pi = (p_{кр} - p_{в})\,F_{п}$.

Сила инерции поступательно движущихся масс $I_{п} = -m_{п}r\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha)$, где $m_{п}$ — масса поступательно дви-

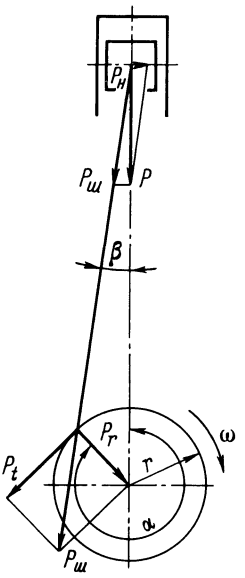


Рис. 2.9. Схема кривошипно-шатунного механизма

жущихся частей (поршня, поршневого пальца и 1/3 массы шатуна); r — радиус кривошипа, м; ω — угловая скорость вала, рад/с; α — угол поворота кривошипа от верхней мертвой точки; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Силу инерции можно представить как сумму двух составляющих сил, изменяющихся по закону косинуса : $I_п = I_{п1} + I_{п2} = -m_п r\omega^2 \cos\alpha - m_п r\omega^2\lambda \cos\alpha$, где $I_{п1}$ — сила инерции первого порядка; $I_{п2}$ — сила инерции второго порядка.

Силу трения поступательно движущихся частей условно принимаем постоянной: $R_п = (0{,}6 \div 0{,}7)\ N_{тр}/c_m$. Сила трения направлена против движения и меняет свой знак в мертвых точках.

Суммарную свободную силу можно разложить на две составляющие: $P_ш = P/\cos\beta$, действующую по оси шатуна, и $P_н = P/\mathrm{tg}\,\beta$, действующую на стенку цилиндра. Силу $P_ш$, приложенную к шатунной шейке, также можно разложить на тангенциальную $P_t = -P \sin(\alpha + \beta)/\cos\beta$, действующую перпендикулярно к кривошипу, и радиальную $P_r = P\cos(\alpha + \beta)/\cos\beta$, действующую по кривошипу. Направление действующих сил, показанное на рис. 2.9, принято положительным. Следовательно, при положительном значении силы $П$, $I_п$, $R_п$, P, $P_ш$ вызывают сжатие шатуна, сила P_t направлена против вращения вала, сила P_r — к оси вращения вала.

Кроме перечисленных сил в динамическом расчете учитывают силу инерции вращающихся масс $I_{вр} = m_{вр} r\omega^2$, силу трения вращающихся частей $R_{вр} = (0{,}3 \div 0{,}4)\ N_{тр}/c_m$ и силу тяжести деталей компрессора.

Результаты динамического расчета используют при расчете на прочность деталей компрессора, подшипников на износ, для проектирования системы смазки и определения неуравновешенных сил и моментов, действующих на фундамент.

Холодильные компрессоры работают в широком диапазоне режимов, поэтому для оценки работоспособности и прочности узлов и деталей в расчете учитывают условия эксплуатации. Для одноступенчатых поршневых холодильных компрессоров установлены три расчетных режима [47]. Первый расчетный режим — силовой, при котором на поршень и детали кривошипно-шатунного механизма действует предельная разность давлений нагнетания и всасывания, является исходным для расчета на прочность деталей механизма движения. При втором расчетном режиме мощность на валу компрессора максимальна. Этот режим соответст-

вует максимальному значению среднего индикаторного давления при максимальной температуре конденсации и $\pi \approx 3$ и является исходным для расчета системы смазки и подбора привода. Третий расчетный режим — режим пробных давлений, создаваемых при испытании деталей компрессора на прочность, — применяется для расчета корпусных деталей компрессора, работающих под давлением пара рабочего вещества.

В рассматриваемом примере в качестве рабочего вещества выбран *R*22, поэтому для первого расчетного режима принимаем разность давлений $p_к - p_0 = 1{,}67$ МПа, соответствующую температуре кипения $T_0 = 258$ К и температуре конденсации $T_к = 323$ К; для второго расчетного режима принимаем $T_к = 323$ К, $T_0 = 283$ К.

Силы, действующие в компрессоре, изменяются в зависимости от угла поворота кривошипа. Для определения максимальных, минимальных и средних за цикл значений нагрузки деталей кривошипно-шатунного механизма строим диаграммы сил, позволяющие оценить характер нагружения и по соответствующей методике найти напряжения или запасы прочности [28].

Построение расчетной индикаторной диаграммы. Известны аналитический и графический методы построения расчетных индикаторных диаграмм. Аналитический метод построения линий сжатия и обратного расширения основан на использовании уравнения политропы $yx^n = \text{const}$, где x и y — координаты точек политроп сжатия и обратного расширения; n — показатель политропы. Этот метод обычно используют для рабочих веществ, параметры состояния которых значительно отклоняются от законов для идеального газа. Графический метод построения по способу Брауэра основан на уравнении $(\operatorname{tg}\varphi + 1)^n = \operatorname{tg}\psi + 1$, устанавливающем связь между координатами определенных точек политропы и разностями координат этих точек.

Последующие расчеты проводим для компрессора, размеры которого получены в примере 1 параграфа 2.1. В качестве рабочего вещества выбираем *R*22. В расчетах динамическом и прочностном, а также в расчете смазки подшипников скольжения параметры рабочего вещества принимаем в соответствии с первым, вторым и третьим расчетными режимами.

Индикаторная диаграмма *adec'cbfa'a* строится в системе координат s, $p_y F_п$. По оси абсцисс в принятом масштабе $m_s = 5$ откладываем значения мертвого пространства $s_0 = c_0 s = 0{,}05 \times 0{,}045 = 2{,}25 \cdot 10^{-3}$ м и ход поршня $s = 0{,}045$ м (рис. 2.10). По оси ординат в масштабе $m_p = 5 \cdot 10^{-3}$ мм/Н откладываем силы от давления пара на поршень. Ордината, соответствующая p_y, $y = m_p p_y F_п$.

Потери давления на всасывании и нагнетании в отсутствие расчета гидравлических потерь: для *R*22, *R*12 и *R*502 $\Delta p_{вс} = (0{,}05 \div 0{,}1)\, p_0$, $\Delta p_н = (0{,}1 \div 0{,}15)\, p_к$, для *R*717 $\Delta p_{вс} = (0{,}03 \div 0{,}05)\, p_0$ и $\Delta p_н = (0{,}05 \div 0{,}07)\, p_и$.

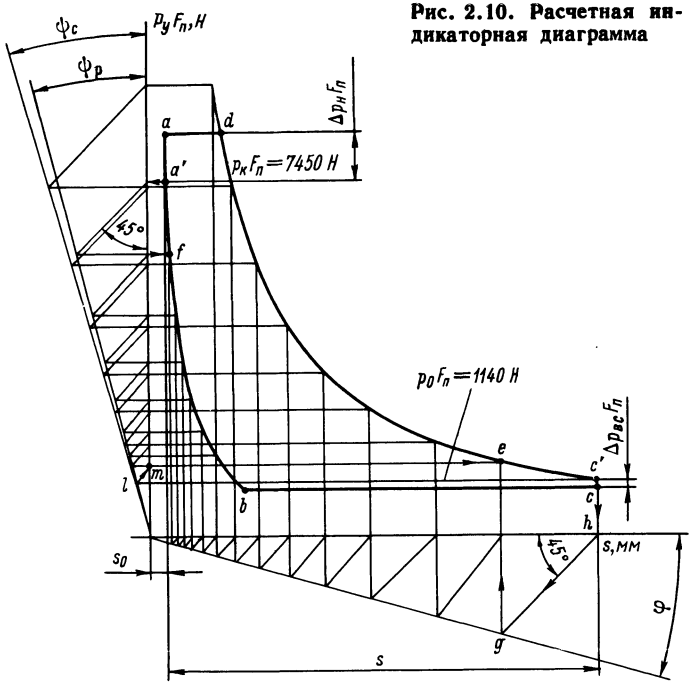


Рис. 2.10. Расчетная индикаторная диаграмма

В расчете принимаем: $\Delta p_{вс} = 0{,}1\ p_0 = 0{,}1 \cdot 0{,}2969 \cdot 10^6$ Па; $\Delta p_н = 0{,}15\ p_к = 0{,}15 \cdot 1{,}938 \cdot 10^6 = 0{,}291 \cdot 10^6$ Па.

Сила от давления всасывания $p_{вс} F_п = (p_0 - \Delta p_{вс})\ F_п = (0{,}2969 - 0{,}02969)\ 10^6 \cdot 0{,}3846 \cdot 10^{-2} = 1030$ Н. Сила от давления кипения $p_0 F_п = 0{,}2969 \cdot 10^6 \cdot 0{,}3846 \cdot 10^{-2} = 1140$ Н. Сила от давления конденсации $p_к F_п = 1{,}938 \cdot 10^6 \cdot 0{,}3846 \cdot 10^{-2} = 7450$ Н. Сила от давления нагнетания $p_н F_п = (p + \Delta p_н)\ F_п = (1{,}938 + 0{,}2907)\ 10^6 \cdot 0{,}3846 \cdot 10^{-2} = 8570$ Н.

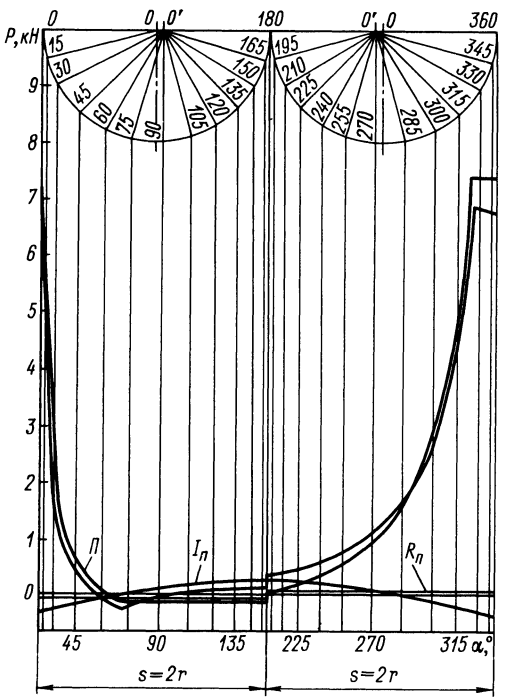
При построении политроп сжатия и обратного расширения необходимо провести вспомогательный луч из начала координат под произвольным углом φ к оси абсцисс (рекомендуется $\varphi = 10 \div 15°$) и задаться значениями показателей политропы сжатия $n_с$ и обратного расширения $n_р$. Для аммиачных компрессоров $n_р = 1{,}1 \div 1{,}15$ и $n_с = 1{,}2 \div 1{,}25$; для фреоновых компрессоров $n_р = 1 \div 1{,}05$ и $n_с = 1{,}05 \div 1{,}1$.

Принимаем угол $\varphi = 15°$, показатель политропы сжатия $n_с = 1{,}1$, расширения $n_р = 1{,}05$.

Для построения точек политропы сжатия используются вспомогательные лучи, проведенные из начала координат под углом $\psi_с$ к оси ординат, а для политропы расширения — луч, проведенный под углом $\psi_р$.

Угол вспомогательного луча $\psi_с$ для политропы сжатия находим из уравнения $(\operatorname{tg}\varphi + 1)^{n_с} = \operatorname{tg}\psi_с + 1 = (0{,}2679 + 1)^{1{,}1} =$

Рис. 2.11. Диаграмма суммарной свободной силы



$= \operatorname{tg}\psi_c + 1$, откуда $\psi_c = 16°\,36'$. Для политропы расширения $(\operatorname{tg}\varphi+1)^{n_p} = \operatorname{tg}\psi_p + 1 = (0{,}2679 + 1)^{1{,}05} = \operatorname{tg}\psi_p + 1$, откуда $\psi_p = 16°$.

Построение, показанное на рис. 2.10, позволяет находить по точке c' точку политропы сжатия e, а по ней — аналогично другую точку этой политропы (сверху) и т. д., и также по точке a' — точку политропы расширения f, а по ней — другую точку этой политропы (снизу) и т. д.

Порядок построения следующий: из точки c' с координатами $(s + s_0)$; $p_0F_п$ опустим перпендикуляр $c'h$ на ось абсцисс, из точки h под углом 45° к оси абсцисс проведем линию hg до пересечения с вспомогательным лучом ($\varphi = 15°$). Из точки g восстановим перпендикуляр. Затем из точки c' проведем горизонталь до пересечения с лучом ($\psi_c = 16°\,36'$) в точке l. Из точки l под углом 45° к оси ординат проведем прямую до пересечения с осью ординат в точке m. Из точки m проведем горизонталь до пересечения в точке e с перпендикуляром, восстановленным из точки g. Точка e лежит на политропе сжатия. Последовательное повторение приведенного построения позволит получить политропу сжатия. Порядок построения политропы расширения аналогичен. Начало построения из точки a' с координатами s_0; $p_кF_п$.

Для удобства использования индикаторной диаграммы при построении диаграммы суммарной свободной силы целесообразно выбирать масштаб ординат на диаграммах данного компрессора одинаковым.

Построение диаграммы суммарной свободной силы. Масштабы длин и сил на диаграмме суммарной свободной силы принимаем такими же, как и на индикаторной диаграмме. По оси абсцисс откладываем двойной ход поршня, по оси ординат — силы $П$, $I_п$, $R_п$ (рис. 2.11). Графическое перестроение индикаторной диаграммы сил от давления пара на поршень $pF_п = f(s)$ в развернутую диаграмму сил по углу поворота вала $pF_п = f(\alpha)$ производим по

Таблица 2.4. **Результаты расчета сил инерции**

α, °	$\cos\alpha$	$\lambda\cos 2\alpha$	$I_{п1}$, Н	$I_{п2}$, Н	$I_{п}$, Н
0	1	0,188	—307,81	—57,87	—365,68
15	0,966	0,162	—297,35	—49,87	—347,22
30	0,866	0,094	—266,57	—28,93	—295,5
45	0,707	0	—217,62	0	—217,62
60	0,5	—0,094	—153,91	28,93	—124,98
75	0,259	—0,162	—79,72	49,87	—29,85
90	0	—0,188	0	57,87	57,87
105	—0,259	—0,162	79,72	49,87	129,59
120	—0,5	—0,094	153,91	28,93	182,84
135	—0,707	0	217,62	0	217,62
150	—0,866	0,094	266,57	—28,93	237,64
165	—0,966	0,162	297,35	—49,87	247,48
180	—1	0,188	307,81	—57,87	249,94
195	—0,966	0,162	297,35	—49,87	247,48
210	—0,866	0,094	266,57	—28,93	237,64
225	—0,707	0	217,62	0	217,62
240	—0,5	—0,094	153,91	28,93	182,84
255	—0,259	—0,162	79,72	49,87	129,59
270	0	—0,188	0	57,87	57,87
285	0,259	—0,162	—79,72	49,87	—29,85
300	0,5	—0,094	—153,91	28,93	—124,98
315	0,707	0	—217,62	0	—217,62
330	0,866	0,094	—266,57	—28,93	—295,5
345	0,966	0,162	—297,35	—49,87	—347,22

методу Брикса. Над диаграммой суммарной свободной силы проводим две полуокружности диаметром, равным ходу поршня. Из центров *0* полуокружностей к середине диаграммы в принятом масштабе откладываем отрезки *00′* длиной $\lambda s/4 = 0{,}188 \cdot 0{,}045/4 = 2{,}1 \cdot 10^{-3}$ м, где $\lambda = 0{,}188$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Из точки *0′* через угол 15° проводим линии до пересечения с полуокружностями. Проекции точек пересечения линий с полуокружностями на ось абсцисс показывают перемещение поршня, соответствующее повороту вала на угол α. Левая часть диаграммы соответствует ходу поршня к валу ($\alpha = 0 \div 180°$), правая — обратному ходу ($\alpha = 180 \div 360°$).

Силы от давления пара на поршень, взятые из индикаторной диаграммы, силы инерции и силы трения откладываем на вертикальных линиях диаграммы в соответствии с углом поворота кривошипа α. Для расчета сил инерции первого и второго порядков определим угловую скорость вала компрессора и массу поступательно движущихся частей: $\omega = 2\pi n = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 24 = 151$ рад/с; $m_{п} = m_{порш} + m_{ш}/3 = 0{,}32 + 0{,}85/3 = 0{,}6$ кг, где $m_{порш} = 0{,}32$ кг — масса поршня в сборе с поршневым кольцом, уплотнительными и маслосъемными кольцами; $m_{ш} = 0{,}85$ кг — масса шатуна. Результаты расчета сил инерции в зависимости от угла поворота кривошипа приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.5. **Результаты расчета тангенциальных и радиальных сил**

α,	P, Н	$\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$	P_t, Н	$\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$	P_r, Н
0	7013,87	0	0	1	7013,87
15	4501,33	0,3058	—1376,5	0,9533	4291,11
30	1723,05	0,5817	—1002,31	0,8189	1410,99
45	396,33	0,8019	—317,81	0,6122	242,63
60	—143,23	0,9485	135,83	0,3571	51,156
75	—193,5	1,0137	196,15	0,0805	—15,569
90	—105,78	1	105,78	—0,1915	19,68
105	—34,06	0,9181	31,27	—0,4372	14,89
120	19,19	0,7835	—15,035	—0,6429	—12,33
135	53,97	0,6123	—33,04	—0,8019	—43,27
150	73,99	0,4183	—30,95	—0,9133	—67,57
165	83,83	0,2118	—17,75	—0,9784	—82,019
180	86,26	0	0	—1	—86,26
	—299,59				—299,59
195	303,93	—0,2118	64,37	—0,9784	—297,36
210	330,89	—0,4183	138,41	—0,9133	—302,2
225	404,87	—0,6123	247,9	—0,8019	—324,66
240	530,49	—0,7835	415,63	—0,6429	—341,05
255	718,64	—0,9181	659,81	—0,4372	—314,19
270	1041,92	—1	1041,92	—0,1915	—199,5
285	1612,8	—1,0137	1634,89	0,0805	129,76
300	2727,87	—0,9485	2587.38	0,3571	974,01
315	4886,03	—0,8019	3918,1	0,6122	2991,21
330	7183,45	—0,5817	4178,68	0,8189	5882,38
345	7131,63	—0,3058	2180,8	0,9533	6798,58

Силу трения условно принимаем постоянной.

Для одного цилиндра $R_{\text{пл}} = R_{\text{п}}/z = 0{,}65N_{\text{тр}}/c_m z = 0{,}65 \times 1{,}33 \cdot 10^3/(2{,}16 \cdot 8) = 49{,}65$ Н, где $N_{\text{тр}} = 1{,}33 \cdot 10^3$ Вт и $c_m = 2{,}16$ м/с взяты из теплового расчета.

Сумма ординат всех сил для каждого угла поворота соответствует значениям суммарной свободной силы. Из диаграммы видно, что наибольшие значения силы P, а следовательно, и сжимающей шатун силы $P_{\text{ш}}$ действуют в момент, когда поршень приближается к верхней мертвой точке.

Построение диаграммы суммарной тангенциальной силы. Тангенциальную силу для одного цилиндра (табл. 2.5) рассчитываем на основе полученных выше значений суммарной свободной силы для 24 положений кривошипа. Значения функции $\sin(\alpha + \beta)/\cos\beta = f(\lambda)$ для некоторых λ приведены в работах [39,45]. Они могут быть также определены с помощью уравнений $\sin\beta = \lambda \sin\alpha$ и $\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda \sin^2\alpha}$.

На рис. 2.12 в координатах P_t, α строим кривую тангенциальных сил для одного цилиндра. Затем, последовательно смещая по углу поворота кривошипа кривую тангенциальных сил одного цилиндра на угол развала между рядами компрессора, равный в рассматриваемом примере 45°, строим кривые тангенциальных

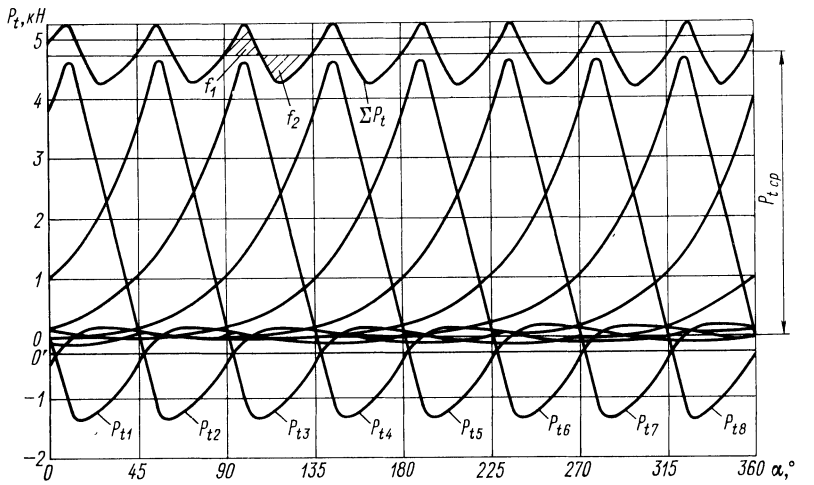


Рис. 2.12. Диаграмма суммарной тангенциальной силы

сил для всех цилиндров $P_{t1} — P_{t8}$. Кривую суммарной тангенциальной силы получаем сложением ординат всех кривых тангенциальных сил.

Силу трения вращающихся частей $R_{вр}$ компрессора принимаем постоянной. Ее влияние учитываем смещением начала отсчета ординат суммарной кривой тангенциальных сил от оси абсцисс на отрезок $00'$, равный в масштабе сил диаграммы значению силы $R_{вр}$: $R_{вр} = 0{,}35N_{тр}/c_m = 0{,}35 \cdot 1{,}33 \cdot 10^3/2{,}16 = 214$ Н.

Среднее значение суммарной тангенциальной силы определяем планиметрированием площади под кривой $\Sigma P_t + R_{вр}$. Частное от деления полученной площади на длину диаграммы (0—360°) дает ординату $P_{t\,ср}$. Менее точно находят $P_{t\,ср}$ делением суммы 24 ординат, взятых на диаграмме, на их количество. Кривая суммарных тангенциальных сил в соответствующем масштабе является кривой моментов, противодействующих вращению вала: $M = (\Sigma P_t + R_{вр})r$. Площадки f_1 и f_2 между прямой $P_{t\,ср}$ и кривой суммарной тангенциальной силы характеризуют неравномерность нагрузки на двигатель. Площадки над прямой $P_{t\,ср}$ принято считать положительными, под прямой — отрицательными.

При точном определении $P_{t\,ср}$ алгебраическая сумма всех площадок должна равняться нулю. По наибольшей площади f_1 или f_2 рассчитывается маховик.

Построение диаграммы радиальных сил. Диаграмма радиальных сил строится в координатах P_r, α (рис. 2.13). Необходимые для расчета радиальной силы значения функции $\cos(\alpha + \beta)/\cos\beta = f(\alpha; \lambda)$ приведены в работах [39, 45]. Значения радиальной силы в зависимости от угла поворота кривошипа, полученные в ходе расчета, приведены в табл. 2.5.

В радиальном направлении на кривошип кроме силы P_r действуют постоянные по величине силы инерции $I_{ш.ш}$ от массы части шатунной шейки, приходящейся на один шатун, и от вращающейся части шатуна $I_{ш.вр}$: $I_{ш.ш} = m_{ш.ш} r\omega^2 = 0{,}596 \cdot 0{,}0225 \cdot 151^2 = 306$ Н, где $m_{ш.ш} = \pi d_{ш.ш}^2 l_{ш.ш} \rho/(4i) = 3{,}14 \cdot 0{,}055 \times 0{,}128 \cdot 7850/(4 \cdot 4) = 0{,}596$ кг; $d_{ш.ш} = 0{,}055$ м — диаметр шатунной шейки; $l_{ш.ш} = 0{,}128$ м — длина шатунной шейки; $i = 4$ — число шатунов на одной шейке; $\rho = 7850$ кг/м^3 — плотность материала коленчатого вала; $I_{ш.вр} = m_{ш.вр} r\omega^2 = 0{,}567 \cdot 0{,}0225 \times 151^2 = 291$ Н, где $m_{ш.вр} = {}^2/_3 m_ш$ — масса вращающейся части шатуна.

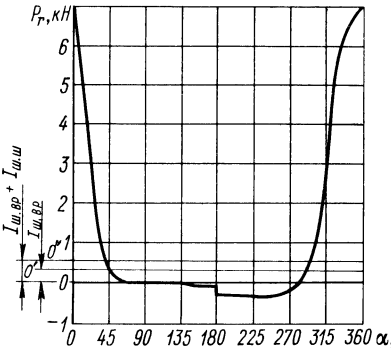


Рис. 2.13. Диаграмма радиальных сил

Результирующая сила, действующая на шатунный подшипник, $P'_r = P_r - I_{ш.вр}$. Результирующая сила, действующая на вал компрессора, $P''_r = P_r - (I_{ш.ш} + I_{ш.вр})$.

Так как силы $I_{ш.вр}$ и $I_{ш.ш}$ постоянны по величине и имеют отрицательный знак (направлены от оси вращения вала), для определения значений P'_r на диаграмме радиальных сил переносим ось абсцисс на величину $I_{ш.вр}$, для определения P''_r — на величину $I_{ш.вр} + I_{ш.ш}$ в сторону положительных значений ординаты.

Уравновешивание. На опоры коленчатого вала, корпус и раму компрессора передаются неуравновешенные силы и моменты, вызывая вибрацию, дополнительные нагрузки на детали компрессора и расход мощности на колебания. Анализ сил, действующих в компрессоре, показывает, что силы от давления пара, приложенные одновременно к поршню и крышке цилиндра, замыкаются внутри компрессора и на раму не передаются, силы инерции $I_{п1}$, $I_{п2}$, $I_{вр}$, а в многорядных компрессорах и моменты от этих сил могут быть неуравновешенными.

При проектировании компрессоров путем выбора схем расположения кривошипов коленчатого вала и цилиндров, подбора противовесов стремятся обеспечить условия, при которых суммарные силы инерции $\Sigma I_{п1}$; $\Sigma I_{п2}$; $\Sigma I_{вр}$, а также моменты этих сил $\Sigma M_{I_{п1}}$; $\Sigma M_{I_{п2}}$; $\Sigma M_{I_{вр}}$ были бы равны нулю. С учетом сил инерции высоких порядков ввиду необходимости значительного усложнения конструкции полное уравновешивание практически неосуществимо.

Наиболее распространенные компоновки современных холодильных компрессоров представлены на рис. 2.14. Во всех приведенных компоновках угол между кривошипами составляет 180°,

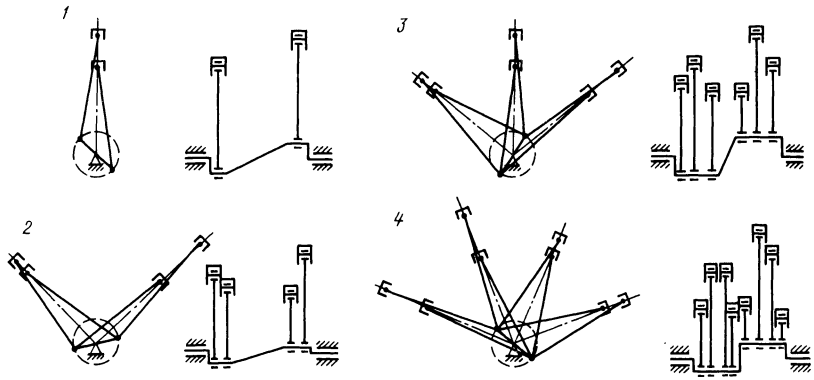


Рис. 2.14. Современные компоновки поршневых холодильных компрессоров средней производительности

$\Sigma I_{вр}$ и $\Sigma I_{п1}$, а также $\Sigma M_{I_{п2}}$ для *1*, *2* и *4* компоновок равны нулю. Суммарные силы $\Sigma I_{п2}$, имеющие различные для рассматриваемых компоновок амплитуду и направление, не уравновешиваются; $\Sigma I_{вр} = m_{вр} r\omega^2 a$ могут быть уравновешены двумя противовесами (по одному у каждого колена) с массой, приведенной к радиусу кривошипа, $m_0 = m_{вр} a/b$ (рис. 2.15).

Суммарный момент сил инерции первого порядка, действующий в плоскости колен и постоянный по величине в компоновках *2*, *4*, $\Sigma M_{I_1} = m_п r\omega^2 a$ может быть уравновешен двумя противовесами с массой, приведенной к радиусу кривошипа $m_0 = m_п a/b$. В компоновке *3* $\Sigma M_{I_1} = {}^3/_2 m_п r\omega^2 a$, $m_0 = 3m_п a/(2b)$. В компоновке *1* суммарный неуравновешенный момент сил инерции первого порядка $\Sigma M_{I_1} = m_п r\omega^2 a \cos\alpha$.

Расчет уравновешивания заключается в определении необходимой массы противовесов (рис. 2.16). При выбранной компоновке компрессора и коленчатом вале с углом развала между кривошипами 180° масса противовеса, приведенная к радиусу кривошипа, $m_0 = m_0' + m_0''$. Часть приведенной к радиусу кривошипа массы противовеса, уравновешивающая момент сил инерции первого порядка, $m_0' = m_п a/b = 0{,}6 \cdot 0{,}23/0{,}346 = 0{,}39$ кг,

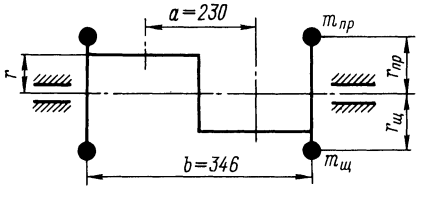


Рис. 2.15. Схема размещения противовесов

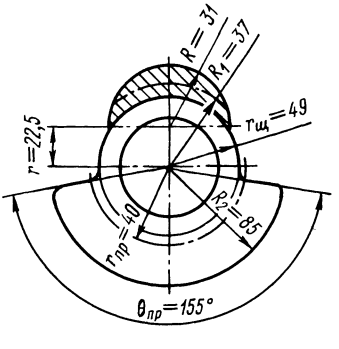


Рис. 2.16. К расчету противовеса

где $m_ш = 0{,}6$ кг — масса поступательно движущихся частей; $a = 0{,}23$ м — расстояние между серединами колен; $b = 0{,}346$ м — расстояние между противовесами.

К неуравновешенным вращающимся массам кроме $m_{ш.ш}$ и $m_{ш.вр}$ относится масса неуравновешенной части щеки $m_щ = V_щ\rho = 1{,}91 \cdot 10^{-5} \cdot 7850 = 0{,}15$ кг, где $V_щ = 1{,}91 \cdot 10^{-5}$ м³ — объем неуравновешенной части щеки.

Неуравновешенная вращающаяся масса, приведенная к радиусу кривошипа, $m_{вр} = im_{ш.ш} + 2m_щ r_щ/r + im_{ш.вр} = 4 \cdot 0{,}596 + 2 \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}049/0{,}0225 + 4 \cdot 0{,}567 = 5{,}24$ кг, где $i = 4$ — число шатунов на шатунной шейке; $r_щ = 0{,}049$ м — радиус инерции щеки.

Часть приведенной к радиусу кривошипа массы противовеса, уравновешивающая момент сил инерции неуравновешенных вращающихся масс, $m_0'' = m_{вр}a/b = 5{,}24 \cdot 0{,}23/0{,}346 = 3{,}48$ кг.

Полная приведенная масса противовеса $m_0 = m_0' + m_0'' = 0{,}39 + 3{,}48 = 3{,}87$ кг.

Масса противовеса $m_{пр} = m_0 r/r_{пр} = 3{,}87 \cdot 0{,}0225/0{,}04 = 2{,}175$ кг, где $r_{пр} = 0{,}04$ м — радиус инерции противовеса, который определяется по чертежу как расстояние от центра массы противовеса до оси вращения. Противовес сложной геометрической формы разделяют на части простой формы. В этом случае масса противовеса, приведенного к радиусу кривошипа, может быть определена как

$$m_0 = \sum_{i=1}^{n} V_0 \rho_0 r_{пр}/r,$$

где V_0 — объем противовеса, м³.

Угол габарита противовеса $\theta_{пр} = m_{пр} \cdot 360^\circ/[\pi (R_2^2 - R_1^2) \times h_{ср}\rho] = 2{,}175 \cdot 360/[3{,}14\ (0{,}085^2 - 0{,}037^2)\ 0{,}035 \cdot 7850] = 155^\circ$, где $h_{ср} = 0{,}035$ м — средняя толщина противовеса.

При расчете коленчатого вала на прочность и жесткость необходимо учитывать силу инерции противовеса $I_{пр}$ и силу инерции неуравновешенной части щеки $I_щ$: $I_{пр} = m_{пр} r_{пр} \omega^2 = 2{,}175 \times 0{,}04 \cdot 151^2 = 1981$ Н; $I_щ = m_щ r_щ \omega^2 = 0{,}15 \cdot 0{,}049 \cdot 151^2 = 168$ Н.

Расчет маховика. Неравномерность вращения вала компрессора, выявленную при анализе тенгенциальной диаграммы, можно снизить, присоединив к валу дополнительную массу, аккумулирующую избыточную кинетическую энергию. В современных компрессорах снижение степени неравномерности вращения достигается установкой маховика, эластичной муфты, а в бессальниковых компрессорах — размещением на валу компрессора ротора электродвигателя. В рассматриваемом примере выбираем муфту.

Максимальная избыточная работа, соответствующая наибольшей избыточной площадке на диаграмме тангенциальных сил, $\Delta A = f_{max}/(m_e m_p) = 82/(1{,}698 \cdot 10^3 \cdot 0{,}02) = 2{,}4$ Дж, где $f_{max} = 82$ мм² — площадь избыточной площадки на диаграмме танген-

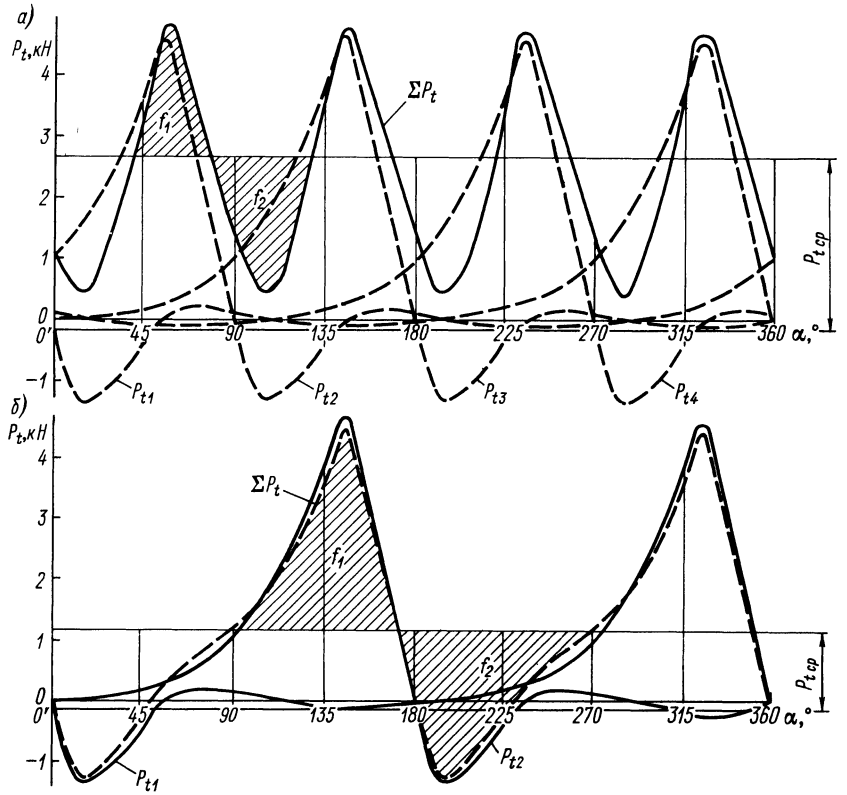


Рис. 2.17. Диаграмма суммарных тангенциальных сил с регулированием производительности

циальных сил; m_s — масштаб длин: $m_s = l_x/(2\pi r) = 240/(2 \times \times 3{,}14 \cdot 0{,}0225) = 1{,}698 \cdot 10^3$ мм/Н; $m_p = 0{,}02$ мм/Н — масштаб сил.

Допускаемая степень неравномерности вращения вала при применении эластичной муфты 0,04—0,025.

Необходимый момент инерции муфты $I_м = \Delta A/(\delta\omega_{ср}^2) = = 2{,}4/(0{,}04 \cdot 151^2) = 0{,}0042$ кг·м^2.

Масса, достаточная для обеспечения допускаемой степени неравномерности, $m_м = I_м/r_н^2 = 0{,}0042/0{,}06^2 = 1{,}17$ кг, где $r_н = = 0{,}06$ м — радиус инерции муфты (половина среднего диаметра муфты).

В принятой нами конструкции масса муфты 18 кг. Соответствующая ей степень неравномерности $\delta = \Delta A/(m_м r_н^2 \omega_{ср}^2) = = 2{,}4/(18 \cdot 0{,}06^2 \cdot 151^2) = 0{,}0016$.

Окружная скорость обода муфты $v_{об} = r_н\omega_{ср} = 0{,}1 \cdot 151 = = 15{,}1$ м/с, где $r_н$ — радиус обода, м. Рекомендуемые значения: $v_{об} \leqslant 30 \div 40$ м/с для чугунных маховиков; $v_{об} \leqslant 100$ м/с — для стальных.

Современные непрямоточные компрессоры выпускают с системой регулирования производительности отжимом всасывающих клапанов. Диапазон регулирования при дискретном способе отключения цилиндров 25—100 % номинальной холодопроизводительности. Диаграммы суммарных тангенциальных сил при четырех (рис. 2.17, *а*) и шести (рис. 2.17, *б*) отключенных цилиндрах построены без учета тангенциальных сил в отключенных рядах. Как видно из рис. 2.17, при двух работающих цилиндрах размеры площадок f_1 и f_2 достигают максимального значения.

Проведем расчет в обратной последовательности, т. е. по спроектированной муфте и известной избыточной работе определим степень неравномерности вращения вала: $\Delta A_р = f_{max\,р}/(m_e \times \times m_p) = 1647/(0{,}2 \cdot 1{,}698 \cdot 10^3) = 48{,}5$ Дж, $\delta_р = \Delta A_р/(m_м r_н^2 \omega_{ср}^2) = = 48{,}5/(18 \cdot 0{,}06^2 \cdot 151^2) = 0{,}033$. Степень неравномерности вращения при шести отключенных цилиндрах и спроектированной эластичной муфте близка, но не превышает предельно допустимых значений.

Динамический расчет компрессора удобно производить с использованием ЭЦВМ.

Алгоритм динамического расчета поршневого холодильного компрессора. Алгоритм составлен для выполнения на ЭВМ динамического расчета поршневых холодильных компрессоров классической компоновки:

2-цилиндрового с рядным расположением цилиндров;

4-цилиндрового V-образного с углом между блоками $\gamma = 90°$;

6-цилиндрового W-образного с углом между блоками $\gamma = 60°$;

8-цилиндрового веерообразного с углом между блоками $\gamma = 45°$.

В каждом блоке по два цилиндра. Угол между кривошипами коленчатого вала для всех случаев составляет 180°.

Основные обозначения*: l (DL) — длина шатуна, м; $p_{i\,тр}$ (PITP) — среднее индикаторное давление трения, 10^5 Па; m_2 (RM) — часть массы шатуна, приведенная к центру шатунной шейки, кг; $b_ш$ (BSH) — осевая ширина шатунного вкладыша, м; $d_{ш.ш}$ (DSH) — диаметр шатунной шейки коленчатого вала, м; m_s (SM) — масса поступательно движущихся частей для одного цилиндра, включая часть массы шатуна, приведенную к центру поршневого пальца, кг; n (F) — частота вращения коленчатого вала, 1/с; z (Z) — число цилиндров в компрессоре; D (D1) — диаметр цилиндра, м; s (S) — ход поршня, м; c (C) — относительно мертвый объем; $p_н$ (PH) — начальное давление при входе в компрессор, 10^5 Па; $\Delta p_н$ (DPH) — депрессия при всасывании, 10^5 Па; $p_к$ (PK) — конечное давление при выходе из компрессора, 10^5 Па; m (PM) — показатель политропы обратного расширения; n (PPC) — показатель политропы сжатия; e_i (E (I))— массив расстояния от левой коренной опоры до оси i-го цилиндра,

---

* Рядом с обозначением в скобках записан идентификатор, определяющий эту величину в программе.

$i = 1, \ldots, z$; a (A3) — расстояние между коренными опорами, м; b (B) — расстояние от левой коренной опоры до центра масс маховика или муфты, м; $G_м$ (GM) — масса маховика или муфты, кг; $l_ц$ (SLH) — расстояние между осями цилиндров в одном блоке, м; $l_{пр}$ (RPP) — расстояние между плоскостями, в которых вращаются центры масс противовесов, м; $r_{пр}$ (RP) — радиус центра масс противовеса, м; r — радиус кривошипа, м.

1. Объем, описанный поршнями компрессора, V_h (B14) м³/с:

$$V_h = 0{,}25\pi D^2 szn.$$

2. Момент от сил трения вращающихся частей, приведенный к одному цилиндру, $M_{тр\,г\,1ц}$ (B19), кН·м:

$$M_{тр\,г\,1ц} = 30 p_{i\,тр} V_h/(2\pi nz).$$

Примечание. Мощность трения вращающихся частей принимается равной $N_{тр\,г} = 0{,}3 N_{тр} = 0{,}3 \cdot 10^2 p_{i\,тр} V_h$. Момент трения, отнесенный к одному цилиндру, $M_{тр\,г\,1ц} = N_{тр\,г}/(\omega z)$.

3. Угловая скорость коленчатого вала ω (B5), рад/с: $\omega = 2\pi n$.

4. Объем одного цилиндра $V_ц$ (B6), м³ : $V_ц = 0{,}25\pi D^2 s$.

5. Объем мертвого пространства V_c (B7), м³: $V_c = cV_ц$.

6. Площадь поршня $F_п$ (B8), м²: $F_п = 0{,}25\pi D^2 = V_ц/s$.

7. Давление в цилиндре в процессе нагнетания с учетом депрессии в нагнетательном клапане $p_{наг}$ (B10), 10^5 Па: $p_{наг} = p_к + \Delta p_к$.

8. Давление в цилиндре в процессе всасывания с учетом депрессии во всасывающем клапане $p_{вс}$ (B11), 10^5 Па: $p_{вс} = p_н - \Delta p_н$.

9. Линейное мертвое пространство s_c (B9), м: $s_c = V_c/F_п$.

10. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ (B12):

$$\lambda = r/l = s/(2l).$$

11. Давление p_{rs}, 10^5 Па, определяющее силу трения поступательно движущихся деталей:

$$p_{rs} = \begin{cases} -0{,}5\,(0{,}7 p_{i\,тр}) & \text{при } 0 \leqslant \alpha \leqslant 180°, \\ 0{,}5\,(0{,}7 p_{i\,тр}) & \text{при } 180 < \alpha < 360°. \end{cases}$$

12. Условная площадь шатунного вкладыша $F_{ш.\,вкл}$ (B21), м²:

$$F_{ш.\,вкл} = b_ш d_{ш.\,ш}.$$

13. Удельное давление на шатунную шейку от радиальных сил инерции части массы шатуна, приведенной к центру шатунной шейки $p^{ш.\,ш}_{jr\,ш}$ (B20), 10^5 Па:

$$p^{ш.\,ш}_{jr\,ш} = m_2 s\omega^2/(2 \cdot 10^5 F_{ш.\,вкл}).$$

Примечание. Центробежная сила инерции массы m_2, Н:

$$p_{jr\,ш} = m_2 r\omega^2 = m_2 s\omega^2/2.$$

Дальнейший расчет проводится через $\delta\alpha$ угла поворота коленчатого вала. В программе DYNAM $\delta\alpha = 1°$.

14. Ход поршня x (X), м: $x = r\,(1 - \cos\alpha + 0{,}5\lambda \sin^2\alpha)$.

15. Давление в цилиндре $p_ц$ (PSH), 10^5 Па:

$$p_ц = \begin{cases} (p_к + \Delta p_к)\,[s_c/(s_c + x)]^m \geqslant p_н - \Delta p_н & \text{при } 0 \leqslant \alpha \leqslant 180°, \\ (p_н - \Delta p_н)\,[(s_c + s)/(s_c + x)]^n \leqslant p_к + \Delta p_к & \text{при } 180 < \alpha < 360°. \end{cases}$$

16. Разность давлений, действующих на поршень $p_г$ (BO), 10^5 Па: $p_г = p_ц - p_н$.

17. Силы инерции поступательно движущихся масс 1-го, 2-го порядков и суммарная, приведенные к единице площади поршня, p_{js1}, p_{js2} и p_{js}, 10^5 Па: $p_{js1} = -m_s s\omega^2 \cos\alpha/(2 \cdot 10^5 F_п)$, $p_{js2} = -m_s s\omega^2\lambda \cos 2\alpha/(2 \cdot 10^5 F_п)$, $p_{js} = p_{js1} + p_{js2}$.

18. Суммарная сила, приведенная к единице площади поршня p_c (C), 10^5 Па: $p_c = p_г + p_{js} + p_{rs}$.

19. Угол наклона шатуна к оси цилиндра β (A и V3 (I)), °: $\beta = \arcsin(\lambda \sin\alpha)$.

20. Тангенциальная сила от одного цилиндра $T_{1ц}$ (D (I)), 10^5 Па: $T_{1ц} = -p_c \sin(\alpha + \beta)/\cos\beta$.

21. Радиальная сила от одного цилиндра с учетом центробежной силы инерции части массы шатуна, приведенной к шатунной шейке $R_{1ц}$ (G (I)), 10^5 Па: $R_{1ц} = p_c \cos(\alpha + \beta)/\cos\beta - m_s s\omega^2/(2 \times 10^5 F_п)$.

22. Удельные давления на шатунную шейку от тангенциальной и радиальной сил $T^{ш.\,ш}_{1ц}$ (B15 и V1(I)), $R^{ш.\,ш}_{1ц}$ (B16 и V2 (I)), 10^5 Па: $T^{ш.\,ш}_{1ц} = T_{1ц}F_п/F_{ш.\,вкл}$; $R^{ш.\,ш}_{1ц} = R_{1ц}F_п/F_{ш.\,вкл}$.

23. Крутящий момент от одного цилиндра с учетом момента от сил трения вращающихся деталей $M_{1ц}$ (H (I)), кН·м: $M_{1ц} = T_{1ц}F_п s \cdot 10^2/2 + M_{тр\,г\,1ц}$.

24. Суммарный крутящий момент от всех z цилиндров при угле поворота коленчатого вала α_{i1}, отсчитываемого от оси 1-го цилиндра, M_i (U (I)), кН·м: $M_i = \sum_{j=1}^{z} M_{ij}$.

Примечание. Момент $M_{ij} = M_{1ц i}\,(\alpha_{ij})$ от j-го цилиндра при положении коленчатого вала, соответствующем углу поворота α_i, отсчитываемого от оси 1-го цилиндра, определяется выбором из массива значений момента от одного цилиндра $M_{1ц}$ (H (I)) такого значения, которое соответствует углу поворота коленчатого вала относительно оси j-го цилиндра α_{ij} при угле поворота относительно оси 1-го цилиндра, равном $\alpha_{i1} = \alpha_i$. Для холодильных компрессоров «классической» компоновки справедлива формула для α_{ij} (Z1 (J)), °: $\alpha_{ij} = \alpha_i + (j - 1)\,360/z$, где j — номер цилиндра; z — число цилиндров.

25. Средний суммарный крутящий момент за один оборот коленчатого вала $M_{ср}$ (0), кН·м: $M_{ср} = \frac{1}{360}\int_0^{360} M(\alpha)\,d \approx \approx \frac{1}{360}\sum_{i=0}^{360}(M_i + M_{i+1})\,\delta\alpha/2$.

26. Мощность на валу компрессора (эффективная мощность) N_e (B22), кВт: $N_e = M_{ср}\omega$.

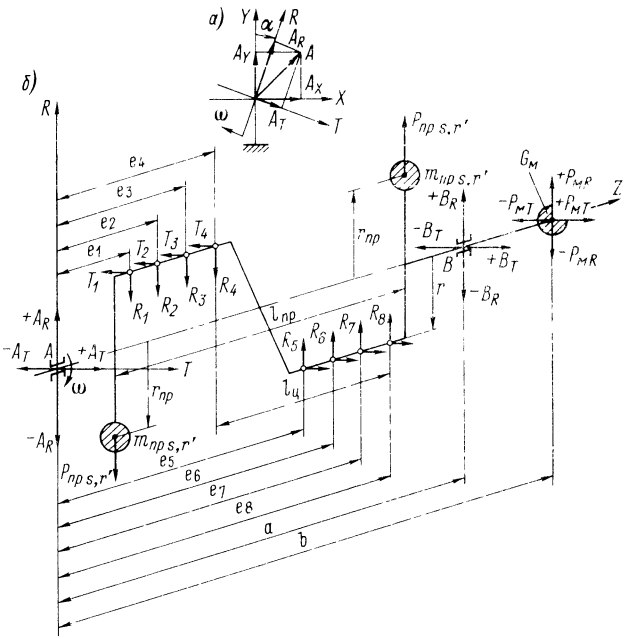


Рис. 2.18. Схема коленчатого вала восьмицилиндрового поршневого компрессора

27. Часть массы противовеса, уравновешивающая центробежную силу инерции части массы шатуна m_2, приведенной к центру шатунной шейки $m_{2пр\,r}$ (В25), кг:

$$m_{2пр\,r} = \frac{z}{2} m_2 \frac{r}{r_{пр}} \frac{l_ц}{l_{пр}}.$$

Примечание. Часть массы противовеса, уравновешивающая силу инерции вращающихся масс, состоит из массы $m_{2пр\,r}$ и той массы $m_{1пр\,r}$, которая предназначена для уравновешивания самого коленчатого вала без установленных на него деталей. В настоящем расчете принято, что $m_{1пр\,r}$ определена в процессе конструирования коленчатого вала и уже учтена, так что коленчатый вал динамически уравновешен.

28. Часть массы противовеса, уравновешивающая силы инерции поступательно движущихся масс, $m_{пр\,s}$ (В26), кг:

$$m_{пр\,s} = \frac{z}{4} m_s \frac{r}{r_{пр}} \frac{l_ц}{l_{пр}}.$$

Примечание. В эту формулу заложено, что при $z = 2$ уравновешивается половина момента от сил инерции 1-го порядка, действующего в плоскости RZ (рис. 2.18, *б*), за счет переноса второй половины в плоскость TZ. При $z = 4, 6, 8$ силы инерции 1-го порядка уравновешиваются полностью.

29. Масса противовеса (без массы $m_{1пр\,r}$, предназначенной для уравновешивания коленчатого вала) $m_{пр\,r,s}$ (В24), кг:

$$m_{пр\,s,r'} = m_{2пр\,r} + m_{пр\,s}$$

30. Момент, создаваемый противовесами, $M_{пр}$ (G27), кН·м: $M_{пр} = 10^{-3} m_{пр\,s,\,r} l_{пр} r_{пр} \omega^2$.

31. Сила тяжести маховика $P_м$ (Q), кН: $P_м = 9{,}8066 \cdot 10^{-3} G_м$ кН.

32. Реакции левой опоры A во вращающейся системе координат R-T-Z A_R (SL) и A_T (SH), кН:

$$A_R = \frac{1}{a}\left[\sum_{1}^{z/2} R_j(a - e_j) - \sum_{z/2+1}^{z} R_j(a - e_j) - P_м(b - a)\cos\alpha + M_{пр}\right];$$

$$A_т = \frac{1}{a}\left[\sum_{1}^{z/2} T_j(a - e_j) - \sum_{z/2+1}^{z} T_j(a - e_j) + P_м(b - a)\sin\alpha\right].$$

33. Реакции правой опоры B во вращающейся системе координат R-T-Z B_R (S1) и B_T (T), кН:

$$B_R = \frac{1}{a}\left[\sum_{1}^{z/2} R_j e_j - \sum_{z/2+1}^{z} R_j e_j + P_м b\cos\alpha - M_{пр}\right];$$

$$B_T = \frac{1}{a}\left[\sum_{1}^{z/2} T_j e_j - \sum_{z/2+1}^{z} T_j e_j - P_м b\sin\alpha\right].$$

Примечание. Формулы для A_R и A_T (п. 32) получены из уравнений моментов, действующих в плоскостях RZ (для A_R) и TZ (для A_T) относительно правой опоры B. Формулы для B_R и B_T (п. 33) получены из уравнений моментов, действующих в тех же плоскостях относительно левой опоры A. Все обозначения и расчетная схема коленчатого вала представлены на рис. 2.18, *б*.

34. Реакции левой опоры A в неподвижной системе координат X-Y-Z A_Y (B27) и A_X (B28), кН: $A_Y = A_R\cos\alpha + A_T\cos(90 + \alpha)$; $A_X = A_R\sin\alpha + A_T\sin(90 + \alpha)$.

35. Реакции правой опоры B в неподвижной системе координат X-Y-Z B_Y (B29) и B_X (B30), кН: $B_Y = B_R\cos\alpha + B_T\cos(90 + \alpha)$; $B_X = B_R\sin\alpha + B_T\sin(90 + \alpha)$.

Примечание. Пересчет составляющих реакций коренных опор в неподвижную систему координат X-Y-Z (рис. 2.18, *а*) позволяет облегчить построение векторных диаграмм. Необходимо учитывать, что ось 1-го цилиндра лежит в плоскости YZ и поэтому вертикальная ось компрессора будет повернута относительно оси Y на угол $\varphi = 180\,(z/2 - 1)/z$, где z – число цилиндров. На этот же угол φ окажутся повернутыми векторные диаграммы сил, приложенных к коренным опорам A и B.

В программе DYNAM, приводимой ниже, реализуется описанный алгоритм.

```
 0010       PROGRAMM DYNAM
 0011 C                          ПРОГРАММА
 0012 C                ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПОРШНЕ
*0012 ВОГО
 0013 C                     ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА
 0014 C
 0015       DIMENSION P(361),AM(361),E(10)
 0016       DIMENSION Y(361),D(361),G(361),H(361
*0016 ),U(361),Z1(361)
 0017       DIMENSION T1(20)
 0018       DIMENSION TITLE(20)
 0019       DIMENSION V1(361),V2(361),V3(361)
 0020 C     ОПЕРАТОРЫ 15-19 ОБ'ЯВЛЯЮТ РАЗМЕРНОСТ
*0020 И МАССИВОВ
 0021       READ(50,3) TITLE
 0022     3 FORMAT(20A4)
 0023       PRINT 4,TITLE
 0024     4 FORMAT(////,1X,45X,20A4)
 0025 C     ОПЕРАТОРЫ 21-24 ПРОВОДЯТ ЧТЕНИЕ И ПЕ
*0025 ЧАТЬ ДАННЫХ ИСПОЛНИТЕЛЯ
 0026       PRINT 52
 0027    52 FORMAT(//,3X,55НДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
*0027 ХОЛОДИЛЬНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПР
 0028      *ЕССОРА)
 0029       READ(50,1)DL,PITR,RM,BSH,DSH
 0030       READ(50,1)SM,F,Z,D1,S,C
 0031       READ(50,1)PH,DPH,PK,DPK,PM,PPC
 0032     1 FORMAT(6F10.5)
 0033       PRINT 402,DL,PITR,RM,BSH,DSH
 0034   402 FORMAT(//,1X,7X,3HLШ=,F10.5,2X,
*0034 5HPITP=,F10.5,2X,4HMШ2=,F10.5,2X,
```

```
 0035       *3HBШ=,F10.5,2X,4HDШШ=,F10.5)
 0036        PRINT 401,SM,F,Z,D1,S,C
 0037        PRINT 54,PH,DPH,PK,DPK,PM,PPC
 0038     54 FORMAT(1X,7X,3HPH=,F10.5,2X,4HDPH=,
*0038 F10.5,2X,3HPK=,F10.5,2X,4HDPK=,F10.5,2X,
 0039       *5HППОР=,F10.5,2X,5HППСЖ=,F10.5)
 0040    401 FORMAT(1X,7X,3HMS=,F10.5,2X,4HЧВР=,
*0040 F10.5,2X,3HZЦ=,F10.5,2X,3HDЦ=,F10.5,
 0041       *2X,3HSП=,F10.5,2X,5HСОТН=,F10.5)
 0042        N=Z
 0043        READ(50,14)(E(I),I=1,N)
 0044     14 FORMAT(6F10.5)
 0045        PRINT 403,(E(I),I=1,N)
 0046    403 FORMAT(1X,7X,2HX=,8F10.5)
 0047        READ(50,15)A3,B,GM,SLH,RPP,RP
 0048     15 FORMAT(6F10.5)
 0049        PRINT 404,A3,B,GM,SLH,RPP,RP
 0050    404 FORMAT(1X,7X,2HA=,F10.5,2X,2HB=,F10.5,
*0050 2X,3HGM=,F10.5,2X,3HLЦ=,
 0051       *F10.5,2X,4HLПР=,F10.5,2X,4HRПР=,F10.5)
 0052 C      ОПЕРАТОРЫ 29-51 ПРОВОДЯТ ЧТЕНИЕ И ПЕ
*0052 ЧАТЬ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ
 0053        PI=3.14159
 0054        B14=0.25*PI*D1**2*S*Z*F
 0055        B19=15*PITR*B14/(PI*F*Z)
 0056        B5=2*PI*F
 0057        B6=PI*D1**2*S/4
 0058        B7=C*B6
 0059 C      ОПЕРАТОРЫ 54-58 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЕ
*0059 ПО П.П 1-5 АЛГОРИТМА
 0060        B8=B6/S
```

```
 0061        B10=PK+DPK
 0062        B11=PH-DPH
 0063        B9=B7/B8
 0064        B12=S/(2*DL)
 0065        B4=-0.35*PITR
 0066        B21=BSH*DSH
 0067        B20=RM*S*B5**2/(200000.*B21)
 0068 C      ОПЕРАТОРЫ 60-67 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЕ
*0068 ПО П.П 6-13 АЛГОРИТМА
 0069        PRINT 7,B14,B6,B7,B8,B9
 0070      7 FORMAT(//,6X,3HVH=,F12.5,2X,4HVНЦ=,
*0070 F12.5,2X,3HVC=,F12.5,2X,
 0071       *7HFПОРШН=,F12.5,2X,3HSC=,F12.5)
 0072        PRINT 8,B12,B5,B19,B21,B20
 0073      8 FORMAT(6X,7HЛЯМБДА=,F12.5,2X,6HОМЕГА
*0073 =,F12.5,2X,7HMTPR1Ц=,F12.5,2X,7HFШАТВК=,
 0074       *F12.5,2X,6HPJRШШ=,F12.5)
 0075 C      ОПЕРАТОРЫ 69-74 ПРОВОДЯТ ПЕЧАТЬ РЕЗУ
*0075 ЛЬТАТОВ РАСЧЕТОВ ПО
 0076 C      П.П 1-13 АЛГОРИТМА
 0077        YM=0
 0078        PRINT 6
 0079      6 FORMAT(///,1X,7X,4HУГОЛ,10X,4HРГАЗ,
*0079 10X,4HPJS1,10X,4HPJS2,10X,3HPJS,11X,3HPRS,
 0080       *11X,4HРСУМ,10X,5HХПОРШ,11X,2HРЦ)
 0081 C      ОПЕРАТОРЫ 78-80 ПРОВОДЯТ ПЕЧАТЬ ЗАГО
*0081 ЛОВКА ПЕРВОЙ ТАБЛИЦЫ
 0082        DO 9 I=1,361
 0083 C      НАЧАЛО ПЕРВОГО ЦИКЛА РАСЧЕТА ОТ 0
*0083 ДО 360 ГРАДУСОВ
 0084 C      С ШАГОМ В 1 ГРАДУС
```

```
 0085         Y(I)=I-1
 0086         B13=PI*Y(I)/180
 0087 C       ОПЕРАТОРЫ 85-86 ОПРЕДЕЛЯЮТ УГОЛ
*0087 АЛЬФА В ГРАДУСАХ И РАДИАНАХ
 0088         X=0.5*S*(1-COS(B13)+0.5*B12*SIN
*0088 (B13)**2)
 0089 C       ОПЕРАТОР 88 СЧИТАЕТ ХОД ПОРШНЯ
 0090         IF((Y(I)-180).GE.0.)GO TO 16
 0091         PSH=B10*(B9/(B9+X))**PM
 0092         IF((PSH-B11).LE.0.) GO TO 22
 0093         GO TO 25
 0094      16 PSH=B11*((B9+S)/(B9+X))**PPC
 0095      17 IF(B4.GT.0) GO TO 20
 0096         B4=-B4
 0097 C       ПЕРЕМЕНА ЗНАКА СИЛЫ ТРЕНИЯ ПОСТУПА
*0097 ТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ
 0098         GO TO 17
 0099      20 IF((PSH-B10).GE.0.) GO TO 24
 0100         GO TO 25
 0101      22 PSH=B11
 0102         GO TO 25
 0103      24 PSH=B10
 0104      25 B0=PSH-PH
 0105 C       ОПЕРАТОРЫ 90-104 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЕ
*0105 ПО П.П 15-16 АЛГОРИТМА
 0106         A1=200000*B8
 0107         A2=-SM*S*B5**2
 0108         B1=A2*COS(B13)/A1
 0109         B2=A2*COS(2*B13)*B12/A1
 0110         B3=B1+B2
 0111         C=B0+B3+B4
```

```
 0112 C      ОПЕРАТОРЫ 106-111 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕ
*0112 НИЕ ПО П.П17-18 АЛГОРИТМА
 0113        B17=ASIN(B12*SIN(B13))
 0114        A=180*B17/PI
 0115        V3(I)=A
 0116        D(I)=-C*SIN(B13+B17)/COS(B17)
 0117        B15=D(I)*B8/B21
 0118        V1(I)=B15
 0119        G(I)=C*COS(B13+B17)/COS(B17)-RM*S*
*0119 B5**2/A1
 0120        B16=G(I)*B8/B21
 0121        V2(I)=B16
 0122        H(I)=50*D(I)*B8*S+B19
 0123 C      ОПЕРАТОРЫ 113-122 ПРОВОДЯТ РАСЧЕТ
*0123 ПО П.П 19-23 АЛГОРИТМА
 0124        IF(Y(I).NE.YM) GO TO 9
 0125        YM=YM+5
 0126        PRINT 5,Y(I),B0,B1,B2,B3,B4,C,X,PSH
 0127      5 FORMAT(1X,9F14.5)
 0128 C      ОПЕРАТОРЫ 124-127 ПЕЧАТАЮТ РЕЗУЛЬТА
*0128 ТЫ РАСЧЕТОВ
 0129 C      С ИНТЕРВАЛОМ В 5 ГРАДУСОВ
 0130      9 CONTINUE
 0131 C      КОНЕЦ ПЕРВОГО ЦИКЛА
 0132        YM=0
 0133        PRINT 10
 0134     10 FORMAT(//,1X,7X,4HУГОЛ,10X,3HT1Ц,11X,
*0134 3HM1Ц,11X,5HT1ЦШШ,9X,4HБЕТА,
 0135       *10X,3HMKP)
 0136 C      ОПЕРАТОРЫ 133-135 ПЕЧАТАЮТ ЗАГОЛОВОК
*0136 ВТОРОЙ ТАБЛИЦЫ
```

```
 0137        DO 12 I=1,361
 0138 C      НАЧАЛО ВТОРОГО ЦИКЛА ОПРЕДЕЛЕНИЯ
*0138 СУММАРНОГО
 0139 C      КРУТЯЩЕГО   МОМЕНТА ОТ ВСЕХ ЦИЛИНДРОВ
 0140        U(I)=H(I)
 0141        J=2
 0142     47 Z1(J)=Y(I)+360*(J-1)/Z
 0143 C      ОПЕРАТОР 142 ОПРЕДЕЛЯЕТ АЛЬФА (I,J)
*0143 ДЛЯ J-ГО ЦИЛИНДРА
 0144        K=Z1(J)
 0145        IF(K.LT.360) GO TO 55
 0146        K=K-360
 0147     55 U(I)=U(I)+H(K+1)
 0148 C      ОПЕРАТОР 147 СУММИРУЕТ КРУТЯЩИЙ МО
*0148 МЕНТ ДЛЯ
 0149 C      ВСЕХ ЦИЛИНДРОВ ПО П.24 АЛГОРИТМА
 0150        IF((Z-J).EQ.0) GO TO 59
 0151        J=J+1
 0152        GO TO 47
 0153     59 IF(Y(I).NE.YM)GO TO 12
 0154        YM=YM+5
 0155        PRINT 11,Y(I),D(I),G(I),H(I),V1(I),
*0155 V2(I),V3(I),U(I)
 0156     11 FORMAT(1X,8F14.5)
 0157 C      ОПЕРАТОРЫ 154-156 ПЕЧАТАЮТ РЕЗУЛЬТАТЫ
*0157 РАСЧЕТА
 0158 C      С ИНТЕРВАЛОМ В 5 ГРАДУСОВ
 0159     12 CONTINUE
 0160 C      КОНЕЦ ВТОРОГО ЦИКЛА
 0161        O=0.5*(U(1)+U(361))
 0162        DO 121 I=2,360
```

```
 0163    121 O=O+U(I)
 0164        O=O/360
 0165        B22=O*B5
 0166 C      ОПЕРАТОРЫ 161-165 ПРОВОДЯТ РАСЧЕТ
*0166 ПО П.П 25-26 АЛГОРИТМА
 0167        PRINT 13,O,B22
 0168     13 FORMAT(//,6X,6HMKPCP=,F12.5,2X,4HNЭФ
*0168 =,F12.5)
 0169 C      ОПЕРАТОРЫ 167-168 ПЕЧАТАЮТ ЗНАЧЕНИЯ
*0169 СРЕДНЕГО КРУТЯЩЕГО
 0170 C      МОМЕНТА И ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТИ КОМП
*0170 РЕССОРА
 0171        B25=Z*RM*S*SLH/(4*RPP*RP)
 0172        B26=Z*SM*S*SLH/(8*RPP*RP)
 0173        B24=B25+B26
 0174 C      ОПЕРАТОРЫ 171-173 ПРОВОДЯТ РАСЧЕТ
*0174 ПО П.П 27-29 АЛГОРИТМА
 0175        PRINT 301,B24,B25,B26
 0176    301 FORMAT(6X,6HMПРSR=,F12.5,2X,5HMПРR=,
*0176 F12.5,2X,5HMПРS=,F12.5)
 0177 C      ОПЕРАТОРЫ 175-176 ПЕЧАТАЮТ МАССЫ
*0177 ПРОТИВОВЕСОВ
 0178        YM=0
 0179        PRINT 32
 0180     32 FORMAT(//,1X,7X,4HУГОЛ,10X,3HAKR,11X,
*0180 3HAKT,11X,3HBKR,11X,
 0181       *3HBKT,11X,3HAKУ,11X,3HAKX,11X,3HBKУ
*0181 ,11X,3HBKX)
 0182 C      ОПЕРАТОРЫ 179-181 ПЕЧАТАЮТ ЗАГОЛОВОК
*0182 ТРЕТЬЕЙ ТАБЛИЦЫ
 0183        DO 33 I=1,361
```

```
 0184 C      НАЧАЛО ТРЕТЬЕГО ЦИКЛА ОПРЕДЕЛЕНИЯ
*0184 СОСТАВЛЯЮЩИХ
 0185 C      РЕАКЦИЕЙ КОРЕННЫХ ОПОР КОЛЕНЧАТОГО
*0185 ВАЛА В ПОДВИЖНОЙ
 0186 C      И НЕПОДВИЖНОЙ СИСТЕМАХ КООРДИНАТ ОТ
*0186 0 ДО 360 ГРАДУСОВ С
 0187 C      ШАГОМ 1 ГРАДУС
 0188        S1=0
 0189        T=0
 0190        SL=0
 0191        SH=0
 0192        J=1
 0193        B22=1
 0194        B23=0
 0195     89 IF((0.5*Z-J).LT.0) GO TO 106
 0196     91 Z1(J)=Y(I)+360*(J-1)/Z
 0197 C      ОПЕРАТОР 196 ОПРЕДЕЛЯЕТ АЛЬФА (I,J)
*0197 ДЛЯ J-ГО ЦИЛИНДРА
 0198        K=Z1(J)
 0199        IF(K.LT.360) GO TO 97
 0200        K=K-360
 0201     97 P(J)=100*D(K+1)*B8
 0202        AM(J)=100*G(K+1)*B8
 0203        SL=SL+AM(J)*(A3-E(J))*B22-AM(J)*(A3-
*0203 E(J))*B23
 0204        SH=SH+P(J)*(A3-E(J))*B22-P(J)*(A3-E(
*0204 J))*B23
 0205        S1=S1+AM(J)*E(J)*B22-AM(J)*E(J)*B23
 0206        T=T+P(J)*E(J)*B22-P(J)*E(J)*B23
 0207 C      ОПЕРАТОРЫ 203-206 СУММИРУЮТ МОМЕНТЫ
 0207 ОТ РАДИАЛЬНЫХ
```

```
 0208 C      И ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ СИЛ ВСЕХ Z ЦИЛИНД
*0208 РОВ
 0209        IF((Z-J).EQ.0) GO TO 108
 0210        J=J+1
 0211        GO TO 89
 0212    106 B22=0
 0213        B23=1
 0214        GO TO 91
 0215    108 G25=Y(I)*PI/180
 0216        G26=G25+PI/2
 0217        G27=0.001*B24*B5**2*RPP*RP
 0218        Q=0.0098066*GM
 0219 C      ОПЕРАТОРЫ 217-218 ПРОВОДЯТ РАСЧЕТ
*0219 ПО П.П 30-31 АЛГОРИТМА
 0220        Q1=B-A3
 0221        SL=(SL-Q*Q1*COS(G25)+G27)/A3
 0222        SH=(SH+Q*Q1*SIN(G25))/A3
 0223        S1=(S1+Q*B*COS(G25)-G27)/A3
 0224        T=(T-Q*B*SIN(G25))/A3
 0225 C      ОПЕРАТОРЫ 221-224 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЯ
*0225 ПО П.П 32-33 АЛГОРИТМА
 0026        B27=SL*COS(G25)+SH*COS(G26)
 0227        B28=SL*SIN(G25)+SH*SIN(G26)
 0228        B29=S1*COS(G25)+T*COS(G26)
 0229        B30=S1*SIN(G25)+T*SIN(G26)
 0230 C      ОПЕРАТОРЫ 226-229 ПРОВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЯ
*0230 ПО П.П 34-35 АЛГОРИТМА
 0231        IF(Y(I).NE.YM) GO TO 33
 0232        YM=YM+5
 0233        PRINT 31,Y(I),SL,SH,S1,T,B27,B28,B29,
*0233 B30
```

```
 0234     31 FORMAT(1X,9F14.5)
 0235 C      ОПЕРАТОРЫ 232-234 ПЕЧАТАЮТ РЕЗУЛЬТА
*0235 ТЫ РАСЧЕТА С
 0236 C      ИНТЕРВАЛОМ В 5 ГРАДУСОВ
 0237     33 CONTINUE
 0238 C      КОНЕЦ ТРЕТЬЕГО ЦИКЛА
 0239        STOP
 0240        END
 0241 *EXECUTE
 0242 РАСЧЕТ ВЫПОЛНИЛ СТУДЕНТ ИВАНОВ И.И. ГРУППА
*0242 145.
 0243     0.18       0.6        3.0        0.03
*0243 0.05
 0244     4.0       24.0        8.0        0.13
*0244 0.088        0.05
 0245     1.83       0.05      18.83       0.2
*0245 1.05         1.12
 0246     0.1        0.13       0.16       0.19
*0246 0.31         0.34
 0247     0.37       0.4
 0248     0.5        0.7       10.0        0.21
*0248 0.36         0.04
 0249 *END F
```

2.4. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Расчет коленчатого вала. Для оценки прочности коленчатого вала рассчитаем напряжения, возникающие в сечениях вала при максимальных значениях тангенциальной и радиальной сил, причем действие сил рассматриваем как статическое (рис. 2.19). Так как поломки коленчатых валов наиболее часто вызваны усталостью металла в результате влияния переменных напряжений, циклически изменяющихся во времени, кроме оценки прочности по статическим нагрузкам проводим расчет с учетом влияния переменной нагрузки. Для рассматриваемого в настоящем примере коленчатого вала восьмицилиндрового компрессора, имеющего

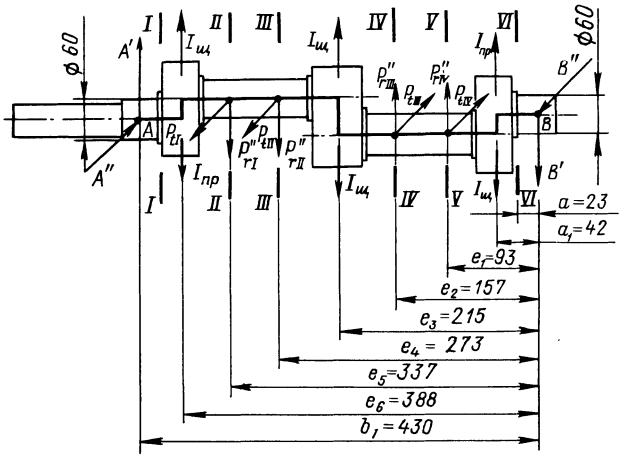


Рис. 2.19. Схема нагружения вала

большое расстояние между коренными опорами, требуется расчет на жесткость, в ходе которого определяется прогиб шатунной шейки на длине вкладыша шатуна, необходимый для расчета смазки. Прогиб в пределах одного вкладыша не должен превышать толщины минимального масляного слоя.

Расчет по статическим нагрузкам. Значения сил берем из динамического расчета (см. табл. 2.5). Результирующие радиальные силы P''_r, действующие на коленчатый вал, находим с учетом сил инерции $I_{ш.ш}$ от массы части шатунной шейки, приходящейся на один шатун, и сил инерции $I_{ш.вр}$ от вращающейся части шатуна. Действием сил тяжести вала пренебрегаем. Известно, что приложение максимальных сил вблизи опор не приводит к возникновению максимальных напряжений и прогибов. В связи с этим условно принимаем, что максимальные силы приложены к валу от пятого цилиндра. На каждое колено действуют силы от четырех цилиндров. Для упрощения расчета суммируем их попарно с учетом взаимного расположения цилиндров (см. рис. 2.4).

Максимальное тангенциальное усилие от пятого цилиндра соответствует $\alpha_5 = 330°$, тогда при угле развала между блоками цилиндров 45° (смежные цилиндры согласно схеме имеют угол развала 90°) и двухколенном вале под углом 180° значения сил для остальных цилиндров выбираем при углах $\alpha_1 = 330 - 180 = 150°$, $\alpha_2 = 150 - 90 = 60°$, $\alpha_3 = 150 - 45 = 105°$, $\alpha_4 = 150 - 135 = 15°$, $\alpha_6 = 330 - 90 = 240°$, $\alpha_7 = 330 - 45 = 285°$, $\alpha_8 = 330 - 135 = 195°$.

В табл. 2.6 приведены значения попарно просуммированных тангенциальных и радиальных сил, где $P_{t\,I} = P_{t1} + P_{t2}$; $P_{t\,II} = P_{t3} + P_{t4}$; $P_{t\,III} = P_{t5} + P_{t6}$; $P_{t\,IV} = P_{t7} + P_{t8}$. Отметим,

Таблица 2.6. **Значения суммарных тангенциальных и радиальных сил**

α, °	$P_{t\,I}$	$P_{t\,II}$	$P_{t\,III}$	$P_{t\,IV}$	$P''_{r\,I}$	$P''_{r\,II}$	$P''_{r\,III}$	$P''_{r\,IV}$
	Н							
0	1042	4166	106	351	5621	1473	—1328	206
15	285	4594	96	105	3228	4348	—1476	—994
30	1585	2841	123	178	1192	5291	—1508	—1209
45	3600	1042	215	106	2041	5621	—1561	—1291
60	4315	285	385	96	4740	3228	—1602	—1328
75	2377	1585	642	123	5590	1192	—1589	—1476
90	106	3600	1042	215	5840	2041	—1547	—1508
105	—1345	4315	1699	385	3113	4740	—1361	—1561
120	—1017	2377	2726	642	206	5590	—521	—1602
135	351	106	4166	1042	—994	5840	—1473	—1589
150	105	—1345	4594	1699	—1209	3113	4348	—1547
165	178	—1017	2841	2726	—1291	206	5291	—1361
180	106	351	1042	4166	—1328	—994	5621	—521
195	96	105	285	4594	—1476	—1209	3228	—1473
210	123	178	1585	2841	—1508	—1291	1192	4348
225	215	106	3600	1042	—1561	—1328	2048	5291
240	385	96	4315	285	—1602	—1476	4740	3228
255	642	123	2377	1585	—1589	—1508	5590	1192
270	1042	215	106	3600	—1547	—1561	5840	2041
285	1699	385	—1345	4315	—1361	—1602	3113	4740
300	2726	642	—1017	2377	—521	—1589	206	5590
315	4166	1042	351	106	1473	—1547	—994	5840
330	4594	1699	105	—1345	4348	—1361	—1209	3113
345	2841	2726	178	—1017	5291	—521	—1291	206

что $\alpha_5 = 330°$ соответствует углу поворота вала, отсчитанному от положения верхней мертвой точки поршня первого цилиндра, $\alpha = 330 - 180 = 150°$.

Положению вала при наибольшей суммарной тангенциальной силе, действующей на колено, соответствуют: $\alpha = 330°$; $P_{t\,I} = 4594$ Н; $P_{t\,II} = 1699$ Н; $P_{t\,III} = 105$ Н; $P_{t\,IV} = -1345$ Н; $P''_{r\,I} = 4348$ Н; $P''_{r\,II} = -1361$ Н; $P''_{r\,III} = -1209$ Н; $P''_{r\,IV} = 3113$ Н. Положению вала при наибольшей суммарной радиальной силе, действующей на первое колено, соответствуют: $\alpha = 90°$; $P_{t\,I} = 106$ Н; $P_{t\,II} = 3600$ Н; $P_{t\,III} = 1042$ Н; $P_{t\,IV} = 215$ Н; $P''_{r\,I} = 5840$ Н; $P''_{r\,II} = 2041$ Н; $P''_{r\,III} = -1547$ Н; $P''_{r\,IV} = -1508$ Н.

Определим напряжения и моменты в опасных сечениях вала, а также реакции опор A и B (см. рис. 2.19). Реакции опор вала при максимальной тангенциальной силе в плоскости колен:

$$A' = [(I_{пр} - I_{щ})e_6 + P''_{r\,I}e_5 + P''_{r\,II}e_4 - P''_{r\,III}e_2 - P''_{r\,IV}e_1 - (I_{пр} - I_{щ})a_1]/b_1 = [(1985 - 168)0{,}388 + 4348 \cdot 0{,}337 + (-1361)0{,}273 - (-1209)0{,}157 - 3113 \cdot 0{,}093 - (1985 - 168)0{,}042]/0{,}43 = 3774 \text{ Н};$$

$$B' = A' + P'_{rIV} + P'_{rIII} - P'_{rII} - P'_{rI} =$$
$$= 3774 + 3113 + (-1209) - (-1361) - 4348 = 2690 \text{ Н};$$

в плоскости, перпендикулярной к плоскости колен:

$$A'' = (P_{tI}e_5 + P_{tIII}e_4 - P_{tIII}e_2 - P_{tIV}e_1)/b_1 =$$
$$= [4594 \cdot 0{,}337 + 1699 \cdot 0{,}273 - 105 \cdot 0{,}157 - (-1345)\,0{,}093]/0{,}43 =$$
$$= 4932 \text{ Н};$$

$$B'' = A'' + P_{tIV} + P_{tIII} - P_{tII} - P_{tI} = 4932 + (-1345) +$$
$$+ 105 - 1699 - 4594 = -2602 \text{ Н}.$$

Изгибающий момент в сечении *I—I* (коренная шейка вала со стороны двигателя) в плоскости колена $M'_и = A'a = 3774 \cdot 0{,}023 =$ $= 86$ Н·м, в перпендикулярной плоскости $M''_и = A''a = 4932 \times$ $\times 0{,}023 = 113$ Н·м.

Результирующий изгибающий момент

$$M_и = \sqrt{M'^2_и + M''^2_и} = \sqrt{86^2 + 113^2} = 142 \text{ Н·м}.$$

Напряжение от изгиба $\sigma_и = M_и/W = 142/(0{,}21 \cdot 10^{-4}) =$ $= 6{,}75 \cdot 10^6$ Па, где $W = \pi d^3/32 = 3{,}14 \cdot 0{,}06^3/32 = 0{,}21 \cdot 10^{-4}$ м^3 — момент сопротивления шейки; $d = 0{,}06$ м — диаметр шейки.

Крутящий момент от двигателя в сечении *I—I*

$$M_{кр} = (P_{tI} + P_{tII} + P_{tIII} + P_{tIV})r =$$
$$= (4594 + 1693 + 105 - 1345)\,0{,}0225 = 114 \text{ Н·м}.$$

Касательное напряжение кручения

$$\tau = M_{кр}/(2W) = 114/(2 \cdot 0{,}21 \cdot 10^{-4}) = 2{,}69 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Сложное напряжение от изгиба и кручения в сечении *I—I*

$$\sigma = \sqrt{\sigma_и^2 + 4\tau^2} = 10^6 \sqrt{6{,}75^2 + 4 \cdot 2{,}69^2} = 8{,}62 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Изгибающий момент в сечении *II—II* (первая шатунная шейка со стороны двигателя) в плоскости колен

$$M'_и = A'(b_1 - e_5) - (I_{пр} - I_ш)(e_6 - e_5) =$$
$$= 3774\,(0{,}43 - 0{,}337) - (1985 - 168)\,(0{,}388 - 0{,}377) = 258 \text{ Н·м},$$

в перпендикулярной плоскости

$$M''_и = A''(b_1 - e_5) = 4932\,(0{,}43 - 0{,}337) = 459 \text{ Н·м}.$$

Результирующий изгибающий момент

$$M_и = \sqrt{M'^2_и + M''^2_и} = \sqrt{258^2 + 459^2} = 526 \text{ Н·м}.$$

Напряжение от изгиба $\sigma_и = M_и/W = 526/(0{,}163 \cdot 10^{-4}) =$ $= 32 \cdot 10^6$ Па.

Таблица 2.7. **Моменты и напряжения при наибольшей тангенциальной и радиальной силах**

Величина	При P_t = max					
	Сечения					
	I—I	*II—II*	*III—III*	*IV—IV*	*V—V*	*VI—VI*
$M'_и$, Н·м	86,1	258,3	105,3	—14,6	31,5	—131
$M''_и$, Н·м	113,4	458,7	480,3	322,4	242	—110,1
$M_и$, Н·м	142,4	526,4	491,7	323	244	171,1
$\sigma_и$, МПа	6,75	32,29	30,16	19,81	14,97	8,11
$M_{кр}$, Н·м	113,7	2,7	2,7	—58,5	—58,5	—
τ, МПа	2,69	0,08	0,08	—1,79	—1,79	—
σ, МПа	8,62	32,29	30,17	20,13	15,39	8,11

Величина	При P_r = max					
	Сечения					
	I—I	*II—II*	*III—III*	*IV—IV*	*V—V*	*VI—VI*
$M'_и$, Н·м	189,2	672,2	708,6	537,9	536,7	—6,8
$M''_и$, Н·м	44,7	180,6	298,1	93,4	—86,2	11,7
$M_и$, Н·м	194,4	696,1	768,8	545,9	543,6	13,5
$\sigma_и$, МПа	9,21	42,7	47,16	33,49	33,35	0,64
$M_{кр}$, Н·м	111,7	68	68	11,5	11,5	—
τ, МПа	2,64	2,08	2,08	0,35	0,35	—
σ, МПа	10,62	42,9	47,34	33,5	33,36	0,64

Скручивающий момент в сечении *II—II*

$$M_к = M_{кр} - A''r = 114 - 4932 \cdot 0{,}0225 = 2{,}71 \text{ Н·м}.$$

Касательное напряжение кручения $\tau = M_к/(2W) = 2{,}71/(2 \times 0{,}163 \cdot 10^{-4}) = 0{,}083 \cdot 10^6$ Па.

Сложное напряжение от изгиба и кручения в сечении *II—II*

$$\sigma = 10^6 \sqrt{32^2 + 4 \cdot 0{,}083^2} = 32{,}3 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Сложные напряжения от изгиба и кручения для коленчатых валов холодильных компрессоров в любом сечении не должны превышать 50 МПа. Аналогично проводим расчет в других опасных сечениях, а также для положения вала при наибольшей радиальной силе. Значения моментов и напряжений, определенных в результате расчета, приведены в табл. 2.7.

Расчет с учетом влияния переменной нагрузки. При оценке прочности необходимо учитывать как статические, так и циклические нагрузки в наиболее напряженных местах коленчатого вала, имеющих концентраторы напряжений. Пределом выносливости, как известно, называется максимальное напряжение, не приводящее к разрушению материала при заданном числе циклов. Для сталей, применяемых в коленчатых валах, предел выносливости при нормальных напряжениях для симметричного цикла при изгибе $\sigma_{-1} \approx (0{,}45 \div 0{,}5)\,\sigma_b$, при кру-

чении $\tau_{-1} \approx (0{,}55 \div 0{,}6)\,\sigma_{-1}$, где σ_b — предел прочности при растяжении. Амплитуды нормальных σ_a и тангенциальных τ_a напряжений определяют как полуразность наибольших σ_{max}, τ_{max} и наименьших σ_{min}, τ_{min} напряжений:

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2; \quad \tau_a = (\tau_{max} - \tau_{min})/2;$$
$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2; \quad \tau_m = (\tau_{max} + \tau_{min})/2.$$

Определяя запасы прочности по нормальным n_σ и касательным n_τ напряжениям, влияние концентрации напряжений учитывают с помощью эффективных коэффициентов концентраций напряжений при изгибе k_σ и кручении k_τ (см. приложение, рис. П.1—П.4), влияние абсолютных размеров сечения на снижение предела выносливости — с помощью коэффициентов $\varepsilon_\sigma \approx \approx \varepsilon_\tau$ (см. приложение, рис. П.5), влияние асимметрии цикла — с помощью коэффициентов ψ_σ и ψ_τ. Для сталей коленчатых валов компрессоров $\psi_\sigma = 0{,}1 \div 0{,}2$; $\psi_\tau = 0{,}05 \div 0{,}1$. Нормальные и касательные напряжения рассчитывают по формулам

$$n_\sigma = \sigma_{-1}/[(k_\sigma/\varepsilon_\sigma)\,\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m], \quad n_\tau = \tau_{-1}/[(k_\tau/\varepsilon_\tau)\,\tau_a + \psi_\tau \tau_m].$$

Из анализа значений коэффициентов концентраций видно, что наибольшая концентрация напряжений создается не смазочным отверстием, а галтелью, расположенной вблизи сечения *II—II* в точке на поверхности сечения, находящейся в плоскости колен. Расчет проводим по нормальным напряжениям от моментов $M'_и$:

$$M'_и = A'[b_1 - e_5 - (e_5 - e_4)/2] - (I_{пр} - I_ш)[e_6 - e_5 - (e_5 - e_4)/2].$$

Анализ значений реакций опор A', приведенных в табл. 2.8, показывает, что наибольшее нормальное напряжение возникает при $\alpha = 90°$,

$$\sigma_{max} = M'_{и\,max}/W = \{8226\,[0{,}43 - 0{,}337 - (0{,}337 - 0{,}273)/2] - (1985 - 168)\,[0{,}388 - 0{,}337 - (0{,}337 - 0{,}273)/2]\}/(0{,}163 \cdot 10^{-4}) = 28{,}7 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Наименьшее нормальное напряжение возникает при $\alpha = 255°$,

$$\sigma_{min} = M'_{и\,min}/W = \{-6460\,[0{,}43 - 0{,}337 - (0{,}337 - 0{,}273)/2] - (1985 - 168)\,[0{,}388 - 0{,}337 - (0{,}337 - 0{,}273)/2]\} : (0{,}163 \cdot 10^{-4}) = -26{,}3 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_{-1} = 0{,}45\sigma_b = 0{,}45 \cdot 610 \cdot 10^6 = 275 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_a = 10^6\,(28{,}7 + 26{,}3)/2 = 27{,}5 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_m = 10^6\,(28{,}7 - 26{,}3)/2 = 1{,}2 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$k_\sigma = [(k_\sigma)_0 - 1]\,\beta + 1 = (1{,}7 - 1)\,1 + 1 = 1{,}7,$$

где $\beta = 1$ при $b/d = 0{,}13/0{,}055 = 2{,}36$,

$$n_\sigma = 275 \cdot 10^6/[1{,}7 \cdot 27{,}5/(0{,}78 + 0{,}2 \cdot 1{,}2)\,10^6] = 4{,}6.$$

Таблица 2.8. **Значения реакций опор**

α, °	A'	A''	A	B'	B''	B
0	7112	3347	7860	—1 104	—1404	1 786
15	7375	3083	7994	—2 670	—1596	3 111
30	6436	2962	7085	—2 764	—1162	2 998
45	7348	3388	8089	—3 165	—939	3 302
60	7967	3401	8663	—2 930	—718	3 017
75	7797	2608	8221	11 514	—590	11 528
90	8226	1942	8452	—2 710	—508	2 757
105	7615	1055	7687	—3 160	169	3 165
120	5578	—422	5594	—2 341	1576	2 822
135	5142	—1404	5330	—2 767	3347	4 343
150	1236	—2817	3974	2 134	4717	5 125
165	—1188	—2133	2441	3 828	4273	5 737
180	—2279	—976	2479	5 141	3775	6 379
195	—3733	—956	3854	706	3723	3 789
210	—165	—983	997	8 174	3141	8 756
225	—2625	—1304	2930	7 596	3017	8 173
240	—3290	—1275	3528	7 755	2845	8 261
255	—6460	—569	6485	3 418	2627	4 311
270	—3446	136	3449	7 543	2585	7 972
285	—2914	1292	3188	7 902	2177	8 195
300	—1370	2401	2764	6 535	393	6 547
315	603	3775	3823	5 524	—2630	6 117
330	3774	4932	6210	2 690	—2602	3 742
345	5491	3892	6730	—445	—2514	2 553

Скручивающий момент в опасном сечении

$$M_к = (\sum P_t - A'')\, r.$$

Анализ значений реакций опор A'' по табл. 2.8 и диаграмме тангенциальных сил показывает, что наибольшее касательное напряжение возникает при $\alpha = 150°$,

$$\tau_{max} = M_{к\,max}/(2W) = (114 + 63)/(2 \cdot 0{,}163 \cdot 10^{-4}) = 5{,}43 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Наименьшее касательное напряжение возникает при $\alpha = 330°$,

$$\tau_{min} = M_{к\,min}/(2W) = (4594 + 1699 - 105 - 1345 - 4932)\, 0{,}0225/(2 \cdot 0{,}163 \cdot 10^{-4}) = -0{,}061 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_{-1} = 0{,}55\sigma_{-1} = 0{,}55 \cdot 275 \cdot 10^6 = 151 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_a = (5{,}43 + 0{,}061)\, 10^6/2 = 2{,}74 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_m = (5{,}43 - 0{,}061)\, 10^6/2 = 2{,}68 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$k_\tau = (k_\tau)_0 \beta_1 \beta_2 = 1{,}53 \cdot 1{,}16 \cdot 1{,}03 = 1{,}82;$$

$$n_\tau = 151 \cdot 10^{-6}/[1{,}82 \cdot 2{,}74/(0{,}78 + 0{,}1 \cdot 2{,}68)\, 10^6] = 22{,}5.$$

Таблица 2.9. **Значения суммарных сил, действующих на вал**

Сила, Н	Цилиндры			
	1—2	*3—4*	*5—6*	*7—8*
P_r''	—1209	3113	4348	—1547
P_t	105	—1345	4594	1699

При наличии сложного напряженного состояния общий запас прочности

$$n = n_\sigma n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2} = 4{,}6 \cdot 22{,}5 / \sqrt{4{,}6^2 + 22{,}5^2} = 4{,}5.$$

Допускаемые значения $n \geqslant 2 \div 4$.

Расчет на жесткость. Прогибы коленчатого вала рассчитываем графоаналитическим методом. Как и в расчете по статическим нагрузкам, принимаем, что максимальным прогибам вала соответствуют максимальные силы в цилиндре *5* при $\alpha_5 = 330°$. Значения просуммированных попарно сил, действующих на первое и второе колена вала, в этом положении приведены в табл. 2.9.

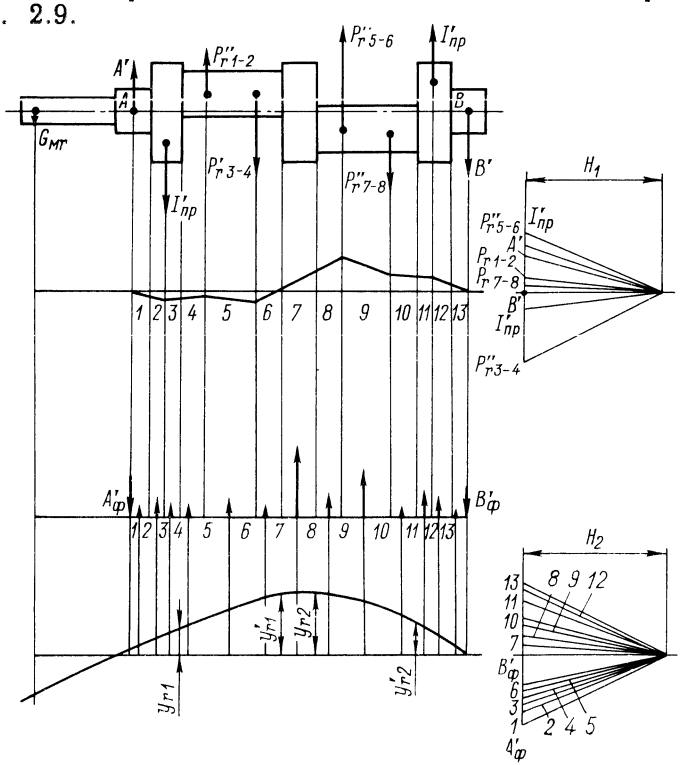


Рис. 2.20. Графоаналитический расчет прогиба коленчатого вала в плоскости колен

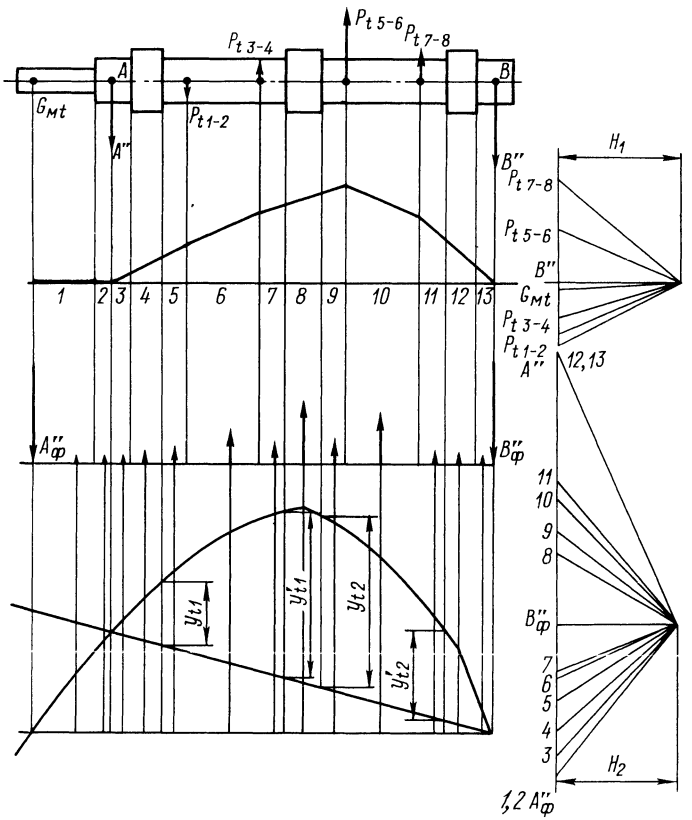


Рис. 2.21. Графоаналитический расчет прогиба коленчатого вала в плоскости, перпендикулярной к плоскости колен

Графическая часть расчета приведена на рис. 2.20 и 2.21. На схему вала, вычерченную в масштабе $m_x = 0{,}5$ мм/м, наносим кроме сил P''_r и P_t силы инерции противовесов щек и силу тяжести полумуфты. Все силы откладываем в соответствии с принятым правилом знаков. Так как при $\alpha_б = 330°$ угол поворота вала $\alpha = 150°$, то угол между плоскостью колен и вертикальной плоскостью равен: $150 - (45 + 22° 30') = 82° 30'$.

Составляющая силы тяжести полумуфты $G_м = 176{,}6$ Н в плоскости колена $G_{мr} = G_м \cos 82° 30' = 176{,}6 \cdot 0{,}13 = 23$ Н. Силой $G_{мr}$ пренебрегаем ввиду ее незначительного значения.

Составляющая силы тяжести полумуфты в плоскости, перпендикулярной к плоскости колена, $G_{мt} = G_м \cos 82° 30' = 176{,}6 \times \times 0{,}99 = 131$ Н.

Находим реакции в опорах:

в плоскости колен $A' = 1236$ Н, $B' = -2734$ Н;

в перпендикулярной плоскости $A'' = -2817$, $B'' = -4717$ Н.

Для построения силового многоугольника принимаем полюсное расстояние H_1 0,05 м, причем располагаем полюс на одной горизонтали с точкой, из которой откладываются реакции в опорах. Построение проводим в принятом масштабе сил m_P $1 \times \times 10^{-5}$ м/Н, откладывая поочередно с учетом направления силы и реакции в опорах, начиная с реакции в левой опоре. Начало каждой силы соединим силовыми лучами с полюсом. Веревочный многоугольник, представляющий в определенном масштабе эпюру изгибающих моментов, строим последовательно, проводя прямые, параллельные силовым лучам. Первая прямая проводится от точки пересечения с линией действия реакции A' до пересечения линией действия следующей силы $l_{\text{пр}}$. Если построение выполнено правильно, точка пересечения последнего луча с линией действия реакции B' должна лежать на одной горизонтали с начальной точкой.

Второй веревочный многоугольник, представляющий нагрузку на вал от эпюры изгибающих моментов, строим по фиктивным силам. Разбиваем эпюру изгибающих моментов вертикальными линиями на участки, где вал имеет одинаковое сечение, и по существенным изломам эпюры. Находим фиктивные силы, действующие по вертикали через центр тяжести на каждый участок. Принимаем сечение вала на всех участках постоянным, равным сечению шатунной шейки, приводя жесткость этих участков к жесткости шатунной шейки. При этом фиктивные силы вычисляются по формуле $P_{\Phi} = fl/I_{\text{ш.ш}}$, где $f = l\,(M_1 + M_2)/2$ — площадь участка эпюры, мм^2; l — длина участка эпюры, мм; M_1 и M_2 — размеры, выражающие изгибающие моменты на границах участка, мм; I — момент инерции сечения вала на участке эпюры, м^4; $I_{\text{ш.ш}}$ — момент инерции сечения шатунной шейки, м^4. Моменты инерции для круглого и прямоугольного сечений вычисляем по формулам $I_{\text{кр}} = \pi d^4/64$; $I_{\text{пр}} = bh^3/12$ соответственно.

Определим координаты центра тяжести участков:

$$x = \sum_{i=1}^{i=n} l_i - l_n \{0{,}5 + (M_1 \quad M_2)/[6\,(M_1 + M_2)]\},$$

где n — порядковый номер участка.

Расчетные значения фиктивных сил и координаты их приложения приведены в табл. 2.10. Находим реакции в опорах от фиктивных сил. Для построения силового многоугольника фиктивных сил принимаем масштаб сил $m_{\Phi} = 20$ 1/м, полюсное расстояние $H_2 = 0{,}05$ м. Строим веревочный многоугольник слева направо. При правильном построении многоугольника точки пересечения первого и последнего лучей с соответствующими линиями действия реакций опор лежат на одной горизонтали. Через конечную точку построения веревочного многоугольника и точку его пересечения с линией действия реакции левой опоры проводим нулевую линию. Вертикальные ординаты между нулевой линией и

Таблица 2.10. **Расчет значений и координат приложения фиктивных сил**

№ участка	l	M_1	M_2	f, мм²	$I\times10^6$, м⁴	$I/I_{ш.ш}$	$P_ф$, мм²	x, мм
	мм							
				Плоскость колен				
1	12	0	3	18	0,64	1,41	25,38	8
2	9	3	6	40,5	1,82	4,05	164,02	17
3	10	6	5	55	1,82	4,05	222,75	25,8
4	17	5	3	68	0,45	1	68	38,8
5	32	3	6	144	0,45	1	144	65,8
6	17	6	2	38	0,45	1	38	87
7	24	2	15	204	1,82	4,05	826,2	112
8	16	15	23	304	0,45	1	304	130
9	31	23	12	542,5	0,45	1	542,5	152,1
10	16	12	11	184	0,45	1	184	176,9
11	9	11	10	94,5	1,82	4,05	382,7	189,2
12	9	10	7	76,5	1,82	4,05	309,8	198,2
				Плоскость, перпендикулярная к плоскости колен				
1	37	0	1	18,5	0,36	0,8	14,7	24,6
2	12	1	1,5	15	0,64	1,41	21,15	43,4
3	12	1,5	7	51	0,64	1,41	71,91	56,2
4	20	7	19	260	0,38	0,83	216,32	70,5
5	15	19	28	352,5	0,45	1	352,5	90
6	32	28	48	1216	0,45	1	1216	114,4
7	17	48	53	858,5	0,45	1	858,5	137,6
8	25	53	61	1425	0,73	1,62	2308,3	158,8
9	16	61	66	1016	0,45	1	1016	178,1
10	32	66	44	1760	0,45	1	1760	200,9
11	16	44	29	584	0,45	1	584	225,5
12	18	29	12	369	0,37	0,83	307	241,7
13	12	12	0	72	0,36	0,8	57,52	256

линией веревочного многоугольника y_r, y_t представляют прогиб в масштабе

$$m_y = m_x^3 m_p m_\phi E I_{ш.\,ш}/(H_1 H_2) =$$

$$= 0{,}5^3 \cdot 1 \cdot 10^{-5} \cdot 20 \cdot 21 \cdot 10^{10} \cdot 0{,}45 \cdot 10^{-6}/(5 \cdot 10^{-2} \cdot 5 \cdot 10^{-2}) = 940.$$

Из графического построения, представленного на рис. 2.20 и 2.21, ординаты, определяющие прогибы, равны: в начале первого колена $y_{r1} = 0{,}015$ м, $y_{t1} = 0{,}047$ м; в конце первого колена $y'_{r1} = 0{,}036$ м, $y'_{t1} = 0{,}115$ м; в начале второго колена $y_{r2} = 0{,}041$ м, $y_{t2} = 0{,}12$ м; в конце второго колена $y'_{r2} = 0{,}023$ м, $y'_{t2} = 0{,}052$ м.

Определим результирующие прогибы:

$$\Delta_1 = \sqrt{(y_{r1})^2 - (y_{t1})^2}\,/m_y = \sqrt{0{,}015^2 + 0{,}047^2}\,/940 = 0{,}052 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\Delta'_1 = \sqrt{(y'_{r_1})^2 + (y'_{t_1})^2}\,/m_y = \sqrt{0{,}036^2 + 0{,}115^2}\,/940 = 0{,}128 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\Delta_2 = \sqrt{(y_{r_2})^2 + (y_{t_2})^2}\,/m_y = \sqrt{0{,}041^2 + 0{,}12^2}/940 = 0{,}134 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\Delta'_2 = \sqrt{(y'_{r_2})^2 + (y'_{t_2})^2}\,/m_y = \sqrt{0{,}023^2 + 0{,}052^2}\,/940 = 0{,}06 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

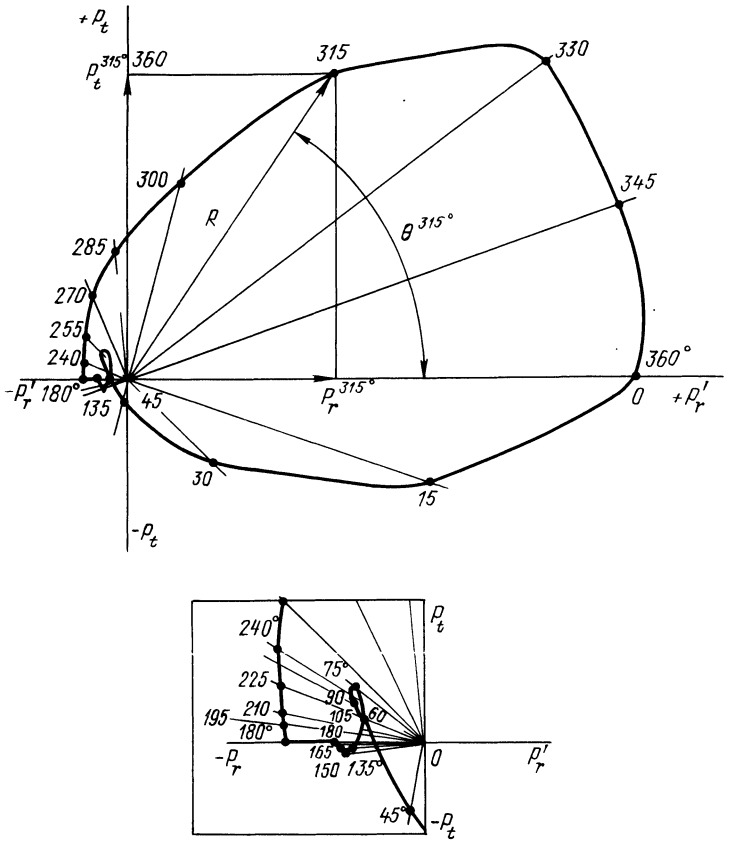


Рис. 2.22. Полярная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку от одного цилиндра

Принимаем, что результирующие прогибы одной шейки находятся в одной плоскости. Максимальный прогиб вала в пределах одного вкладыша $\Delta_{вкл}$ с учетом кривизны линии прогибов находим делением 0,08—0,12 части разности прогибов в начале и конце шатунной шейки на количество шатунов, расположенных на ней.

Для первого колена

$$\Delta_{вкл_1} = 0{,}1\,(\Delta_1' - \Delta_1)/4 = 0{,}1 \cdot 10^{-3}(0{,}128 - 0{,}052)/4 = 1{,}9 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Для второго колена

$$\Delta_{вкл_2} = 0{,}1\,(\Delta_2' - \Delta_2)/4 = 0{,}1 \cdot 10^{-3}(0{,}134 - 0{,}06)/4 = 1{,}84 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Значения максимального прогиба в пределах одного вкладыша шатуна необходимы для определения минимально допустимой толщины масляного слоя при расчете смазки.

Расчет подшипников. На шатунные подшипники и шатунную шейку вала действуют переменные по величине и направлению в зависимости от угла поворота вала силы P_t и P'_r. Для определения характера нагружения подшипника, интенсивности неравномерного по окружности изнашивания шатунной шейки и выбора места подвода смазки строим полярную диаграмму сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала (рис. 2.22). По оси абсцисс с учетом знака в принятом масштабе сил для каждого положения вала от 0 до 360° откладываем значения силы P'_r, взятые из диаграммы на рис. 2.13, по оси ординат — значения силы P_t для одного цилиндра. Положительное направление осей координат указано на диаграмме. Из концов векторов восстанавливаем перпендикуляры до пересечения, обозначая точки пересечения соответствующим углом поворота вала. В полученные точки из начала координат проводим векторы, представляющие по величине и направлению равнодействующую силу R для данного α. и соединяем их концы плавной кривой. Угол α характеризует направление R относительно шейки. Анализ сил, действующих на шатунную шейку, определение максимальной нагрузки R_{max} могут быть произведены непосредственно по полярной диаграмме, но для получения среднего значения нагрузки $R_{ср}$ строим полярную диаграмму, развернутую по углу поворота вала (рис. 2.23).

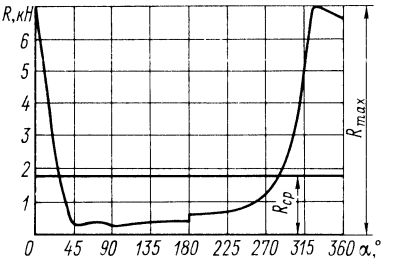


Рис. 2.23. Развернутая полярная диаграмма

Среднее давление на шатунную шейку

$$q_{ср} = R_{ср}/(d_ш l_в) = 1765/(0{,}055 \cdot 0{,}028) = 1{,}14 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальное давление на шатунную шейку

$$q_{max} = R_{max}/(d_ш l_в) = 6969/(0{,}055 \cdot 0{,}028) = 4{,}52 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $d_ш$ — 0,055 м — диаметр шейки; $l_в = 0{,}028$ — рабочая длина вкладыша. Для шатунных шеек вала допустимые значения $[q_{max}] = 6 \div 10$ МПа и $[q_{ср}] = 4 \div 6$ МПа.

С помощью полярной диаграммы сил, действующих на шатунную шейку, строим условную диаграмму изнашивания, считая, что износ пропорционален нагрузке и распространяется равномерно на дуге $120 \pm 7{,}5°$ (по 60° в каждую сторону от точки приложения вектора равнодействующей силы к шейке вала).

Результаты расчета суммарной нагрузки на шатунную шейку приведены в табл. 2.11. Значения силы взяты из развернутой полярной диаграммы для всех углов поворота вала α. Угол приложения равнодействующей силы к шейке вала $\Theta_ш = \Theta \pm 7{,}5°$.

Таблица 2.11. **Результаты расчета суммарной нагрузки на шатунную шейку**

α, °	Θ, °	$\Theta_ш$, °										
		0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150
0	0	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7	—	—	—	—	—	—
15	342	4,21	4,21	4,21	4,21	—	—	—	—	—	—	—
30	316	1,49	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
45	260	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
60	157	—	—	—	—	—	—	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
75	153	—	—	—	—	—	—	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38
90	161	—	—	—	—	—	—	—	0,3	0,3	0,3	0,3
105	172	—	—	—	—	—	—	—	0,29	0,29	0,29	0,29
120	183	—	—	—	—	—	—	—	—	0,32	0,32	0,32
135	187	—	—	—	—	—	—	—	—	0,35	0,35	0,35
150	183	—	—	—	—	—	—	—	—	0,37	0,37	0,37
165	182	—	—	—	—	—	—	—	—	0,39	0,39	0,39
180	180	—	—	—	—	—	—	—	—	0,54	0,54	0,54
195	174	—	—	—	—	—	—	—	—	0,61	0,61	0,61
210	169	—	—	—	—	—	—	—	0,62	0,62	0,62	0,62
225	159	—	—	—	—	—	—	—	0,68	0,68	0,68	0,68
240	148	—	—	—	—	—	—	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77
255	134	—	—	—	—	—	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
270	115	—	—	—	—	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16
285	95	—	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64	1,64
300	75	—	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	—
315	55	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	—	—
330	36	6,97	6,97	6,97	6,97	6,97	6,97	6,97	—	—	—	—
345	18	6,85	6,85	6,85	6,85	6,85	6.85	—	—	—	—	—
Суммарная нагрузка		30,97	33,64	33,79	33,79	30,74	24,94	19,57	14,45	17,03	12,27	9,61

Сумма значений силы в каждой графе характеризует интенсивность нагрузки, а следовательно, и изнашивания шейки в точке с углом $\Theta_ш$. Для построения диаграммы изнашивания окружность произвольного радиуса делим на такое же число частей, как и полярную диаграмму. В произвольном масштабе к центру окружности откладываем отрезки, соответствующие значениям суммарной нагрузки на шатунную шейку для всех углов $\Theta_ш$. Соединив концы отрезков плавной кривой, получим диаграмму изнашивания шатунной шейки. По этой диаграмме определяют место для подвода смазки. Отверстие должно быть просверлено в месте наимень-

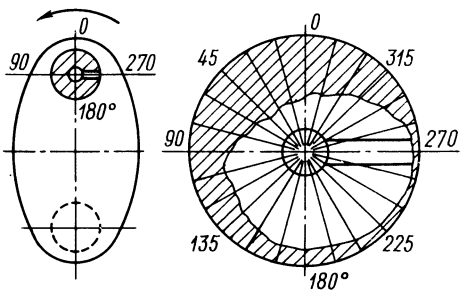


Рис. 2.24. Диаграмма изнашивания

165	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345
—	—	—	—	—	—	—	—	—	6,7	6,7	6,7	6,7
—	—	—	—	—	—	—	—	4,21	4,21	4,21	4,21	4,21
—	—	—	—	—	—	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49	1,49
—	—	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	—	—
0,29	0,29	0,29	0,29	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,38	0,38	0,38	0,38	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—
0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	—	—	—	—	—	—	—	—
0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	—	—	—	—	—	—	—
0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	—	—	—	—	—	—	—
0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	—	—	—	—	—	—	—
0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	—	—	—	—	—	—	—
0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	—	—	—	—	—	—	—
0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	—	—	—	—	—	—	—
0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	—	—	—	—	—	—	—	—
0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	—	—	—	—	—	—	—	—
0,77	0,77	0,77	0,77	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,91	0,91	0,91	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1,16	1,16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6,97	6,97
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6,85	6,85	6,85
7,96	7,96	7,13	6,23	4,79	2,9	1,81	1,81	6,02	12,72	19,53	26,22	26,22

шего износа (рис. 2.24). Коренные шейки вала нагружены реакциями приложенных к валу сил от всех цилиндров. Значения реакций опор в плоскости колена A', B' и в плоскости, перпендикулярной к ней, A'', B'', полученные без учета сил тяжести вала и муфты, а также результирующих реакций, рассчитанных как геометрические суммы

$$A = \sqrt{(A')^2 + (A'')^2}; \quad B = \sqrt{(B')^2 + (B'')^2},$$

приведены в табл. 2.8.

В качестве коренных опор компрессоров чаще всего используют стандартные подшипники качения. Для их расчета необходимо определить средние значения осевой нагрузки F_a и радиальных нагрузок на подшипники F_{ra}, F_{rb}:

$$F_{r_a} = A_{\text{ср}} = \sum A_i/24 = 5326 \text{ Н}; \quad F_{r_b} = B_{\text{ср}} = \sum B_i/24 = 5187 \text{ Н}.$$

Следует отметить, что для большинства кинематических схем компрессоров с размещением колен под углом 180° нагрузка на первую шейку вала при любом α равна нагрузке на вторую шейку вала; это, в свою очередь, приводит к равенству средних значений реакций в опорах. Для многоцилиндровых компрессоров данное условие также выполнимо при симметричном относительно средней щеки коленчатого вала расположении цилиндров первой и второй шеек коленчатого вала. В этом случае достаточно рассчитать средние значения радиальных нагрузок для одной опоры.

Осевая нагрузка на вал возникает в сальниковых компрессорах за счет того, что торец приводного конца вала находится под атмосферным давлением, в то время как второй конец вала размещен в картере компрессора:

$$F_a = \pi d_{\text{пр}}^2 (p_0 - p_{\text{р}})/4 = 3{,}14 \cdot 0{,}052^2 (0{,}2969 - 0{,}1)\, 10^6/4 = 418 \text{ Н},$$

где $d_{\text{пр}} = 0{,}052$ м — диаметр приводного конца вала; $p_0 = 0{,}2969$ МПа — давление кипения, принятое в расчете равным давлению в картере компрессора; $p_{\text{р}} = 0{,}1$ МПа — расчетное наружное давление.

Принимаем, что осевая нагрузка действует на подшипник опоры B, так как подшипник опоры A из условий теплового расширения вала не фиксируется относительно корпуса в осевом направлении. Средние значения радиальных нагрузок в опорах различаются незначительно, поэтому расчет подшипника проводим по нагрузкам в опоре B.

Для коренных опор восьмицилиндрового компрессора, имеющего длинный вал, выбираем подшипник сферический радиальный двухрядный. Подшипники такого типа способны компенсировать прогибы вала, воспринимать комбинированную нагрузку при осевой грузоподъемности до 25 % использованной радиальной нагрузки и имеют повышенную радиальную грузоподъемность по сравнению с подшипниками других типов. Требуемая долговечность подшипника $L_h = 40\,000$ ч. Расчет подшипника заключается в определении требуемой динамической грузоподъемности подшипника исходя из требуемой долговечности при эквивалентной динамической нагрузке:

$$P = (XVF_r + YF_a) k_{\text{д}} k_{\text{т}} = (1 \cdot 1 \cdot 5187 + 1{,}78 \cdot 418)\, 2{,}5 \cdot 1 = 14\,828 \text{ Н},$$

где X — коэффициент радиальной нагрузки; V — коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$); Y — коэффициент осевой нагрузки; $k_{\text{д}}$ — коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы (для кривошипно-шатунных механизмов холодильных компрессоров рекомендуется $k_{\text{д}} = 2{,}5$); $k_{\text{т}}$ — температурный коэффициент (для рабочей температуры подшипников $t < 100$ °С $k_{\text{т}} = 1$).

Значения X и Y выбирают в зависимости от параметров $F_a/(VF_r)$ и коэффициента осевого нагружения e. Для роликового радиального сферического двухрядного подшипника средней широкой серии с диаметром внутреннего кольца 0,055—0,06 м $e = 0{,}38$,

$$F_a/(VF_r) = 418/(1 \cdot 5187) = 0{,}08.$$

Для случая $F_a/(VF_r) \leqslant e$ значения коэффициентов $X = 1$, $Y = 1{,}78$.

Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника

$$c = [L_h 60n/(a_{23} \cdot 10^6)]^{1/p} P = [40\,000 \cdot 60 \cdot 1400/(0{,}4 \cdot 10^6)^{0{,}3}\, 14\,828 =$$

$$= 225\,000 \text{ Н},$$

где n — частота вращения компрессора; a_{23} — коэффициент, характеризующий совместное влияние качества металла и условий эксплуатации подшипника (для обычных условий применения сферических двухрядных роликоподшипников $a_{23} = 0{,}3 \div 0{,}4$); p — показатель степени (для роликоподшипников $p = 10/3$).

По справочнику выбираем подшипник роликовый радиальный сферический двухрядный с симметричными роликами № 53612 по ГОСТ 24696—81, $d_{вн} = 0{,}06$ м; $c = 235\,000$ Н.

Расчет шатуна. Шатун подвергается действию сжимающих и растягивающих сил от давления пара, а также сил инерции. Анализ диаграммы суммарной свободной силы показывает, что вследствие малой массы поступательно движущихся частей силы инерции значительно меньше сил от давления пара. В связи с этим значения сил, действующих на шатун в режиме холостого хода, существенно ниже, чем в режиме работы под нагрузкой. В рассматриваемом примере расчет ведется по силам в режиме работы компрессора под нагрузкой. Расчетная схема и основные размеры шатуна представлены на рис. 2.25.

Расчет стержня шатуна. Прочность стержня шатуна проверяем по среднему *I—I* и минимальному *II—II* сечениям.

Напряжение растяжения в среднем сечении

$$\sigma_р = P_ш/f_{ср} = 195{,}87/(2{,}52 \cdot 10^{-4}) = 0{,}78 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $P_ш = 195{,}87$ Н — наибольшая растягивающая сила, действующая на шатун; $f_{ср} = 2{,}52 \cdot 10^{-4}$ м² — площадь среднего сечения.

Суммарные напряжения от сжатия и продольного изгиба в среднем сечении определяют по эмпирическим зависимостям:

в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{сx} = P_{ш.с}(1/f_{ср} + 0{,}000526l/I_x);$$

в перпендикулярной плоскости

$$\sigma_{сy} = P_{ш.с}(1/f_{ср} + 0{,}000132l_1/I_y),$$

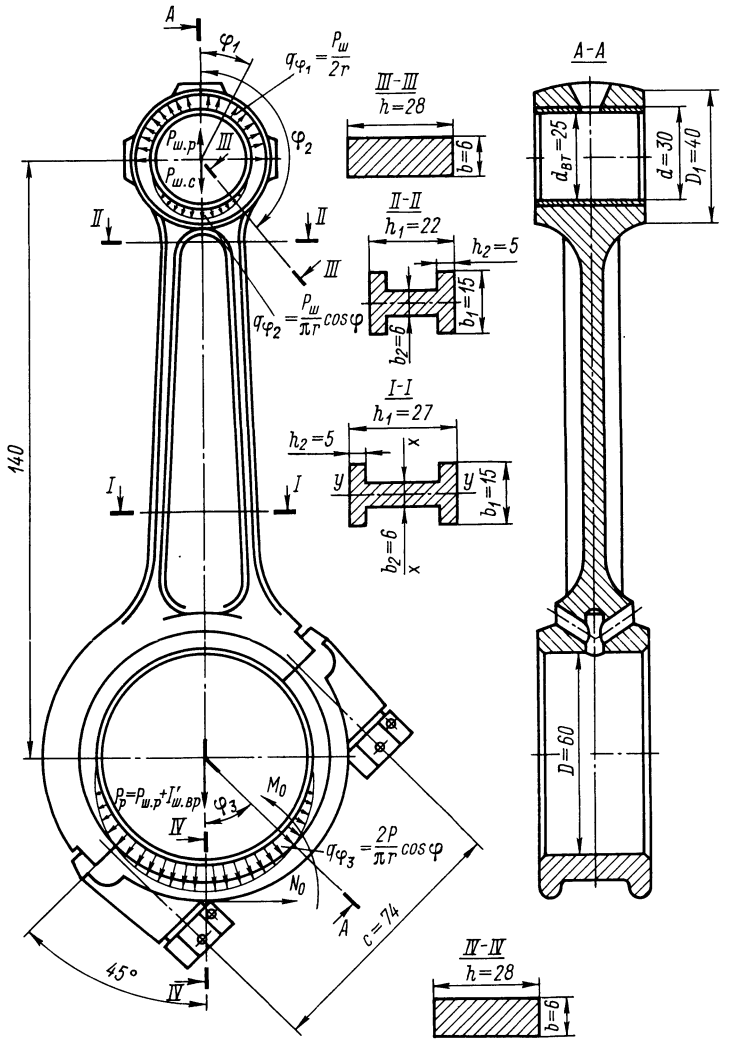


Рис. 2.25. Расчетная схема и основные размеры шатуна

где $P_{ш.с} = 7207$ Н — наибольшая сжимающая сила, действующая на шатун; $l_1 = l - (D + d)/2 = 0{,}14 - (0{,}06 + 0{,}03)/2 = 0{,}095$ м; I_x — момент инерции среднего сечения шатуна относительно оси x-x, м⁴:

$$I_x = 2\{b_1h_2^3/12 + b_1h_2[(h_1 - h_2)/2]^2\} + b_2(h_1 - 2h_2)^3/12 =$$

$$= 2\{0{,}015\cdot 0{,}005^3/12 + 0{,}015\cdot 0{,}005[(0{,}027 - 0{,}005)/2]^2\} +$$

$$+ 0{,}006(0{,}027 - 2\cdot 0{,}005)^3/12 = 0{,}021\cdot 10^{-6}\ \text{м}^4;$$

I_y — момент инерции среднего сечения относительно оси y-y, м^4:

$$I_y = [2h_2b_1^3 + (h_1 - 2h_2)\,b_2^3]/12 = [2\cdot 0{,}005\cdot 0{,}015^3 + (0{,}027 - 2\cdot 0{,}005)\,0{,}006^3]/12 = 0{,}0031\cdot 10^{-6}\ \text{м}^4.$$

Тогда

$$\sigma_{cx} = 7207\,[1/(2{,}52\cdot 10^{-4}) + 0{,}00053\cdot 0{,}14/(0{,}021\cdot 10^{-6})] = 53{,}9\cdot 10^6\ \text{Па};$$

$$\sigma_{cy} = 7207\,[1/(2{,}52\cdot 10^{-4}) + 0{,}00013\cdot 0{,}14/(0{,}0031\cdot 10^{-6})] = 71{,}2\cdot 10^6\ \text{Па}.$$

Напряжение сжатия в минимальном сечении

$$\sigma_c = P_{\text{ш. с}}/f_{\min} = 7207/(2{,}22\cdot 10^{-4}) = 32{,}5\cdot 10^6\ \text{Па},$$

где $f_{\min} = 2{,}22\cdot 10^{-4}$ — площадь минимального сечения шатуна.

Допускаемые напряжения для шатунов из углеродистой стали 100 МПа.

Запас прочности стержня шатуна на выносливость определяется по уравнению

$$n = (\sigma_{-1})_p/(k_\sigma\sigma_a/\varepsilon_\sigma + \psi_\sigma\sigma_m),$$

где $(\sigma_{-1})_p$ — предел выносливости материала при симметричном цикле растяжение — сжатие, Па; $(\sigma_{-1})_p \approx 0{,}31\sigma_в$; $\sigma_в$ — временное сопротивление материала шатуна, Па; k_σ — коэффициент концентрации напряжений; при обработанных поверхностях $k_\sigma = 1$, при необработанных $k_\sigma = 1{,}3 \div 1{,}35$; ε_σ — коэффициент влияния абсолютных размеров сечения, определенный по наибольшему размеру рассчитываемого сечения (см. приложение, рис. П.5); ψ_σ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла; обычно $\psi_\sigma = 0{,}05 \div 0{,}2$.

Для плоскости x—x

$$\sigma_{ax} = (\sigma_p - \sigma_{cx})/2 = (0{,}78 + 53{,}9)\,10^6/2 = 27{,}3\cdot 10^6\ \text{Па},$$

$$\sigma_{mx} = (\sigma_p + \sigma_{cx})/2 = (0{,}78 - 53{,}9)\,10^6/2 = -26{,}6\cdot 10^6\ \text{Па}.$$

Для плоскости y—y

$$\sigma_{ay} = (\sigma_p - \sigma_{cy})/2 = (0{,}78 + 71{,}2)\,10^6/2 = 36\cdot 10^6\ \text{Па},$$

$$\sigma_{my} = (\sigma_p + \sigma_{cy})/2 = (0{,}78 - 71{,}2)\,10^6/2 = -35{,}2\cdot 10^6\ \text{Па}.$$

Запас прочности

$$n_x = 190\cdot 10^6\,(1{,}3\cdot 27{,}3\cdot 10^6/0{,}81 - 0{,}2\cdot 26{,}6) = 4{,}9,$$

где $(\sigma_{-1})_p \approx 190$ МПа; $k_\sigma = 1{,}3$; $\varepsilon_\sigma = 0{,}81$; $\psi_p = 0{,}2$,

$$n_y = 190\cdot 10^6\,(1{,}3\cdot 36\cdot 10^6/0{,}81 - 0{,}2\cdot 35{,}2) = 3{,}7.$$

Допускаемый запас прочности 2—4.

Расчет поршневой головки шатуна. На поршневую головку действуют переменная по величине и направлению сила $P_ш$ и постоянное давление со стороны втулки. Когда шатун растянут, нагрузка на головку почти равномерно распространяется по верхней половине (см. рис. 2.25), а когда шатун сжат, то по нижней половине примерно по косинусоидальному закону. В том и другом случаях опасное сечение *III—III* находится в месте перехода стержня в головку. Напряжение в сечении *III—III* от действия силы $P_ш$ определяется по уравнению

$$\sigma = N_\alpha/S + M_\alpha/W,$$

где N_α — нормальная сила, Н; M_α — изгибающий момент, Н·м; S — площадь сечения, м²; W — момент сопротивления сечения, м³.

Значения N_α и M_α определяют с помощью графиков (см. приложение, рис. П.7), где показаны их отношения к силе $P_ш$ (для N_α) и моменту $P_ш\rho$ (для M_α) при растяжении шатуна и сжатии для различных значений угла заделки α, определяющего положения опасного сечения по отношению к оси шатуна. В рассматриваемом примере угол заделки $\alpha = 135°$.

При растяжении:

$$N_\alpha/P_{ш.р} = 0{,}382; \quad M_\alpha/P_{ш.р}\rho = 0{,}081;$$

$$\rho = (D_1 + d)/4 = (0{,}04 + 0{,}03)/4 = 0{,}018 \text{ м};$$

$$P_{ш.р} = 195{,}9 \text{ Н}; \quad N_\alpha = 0{,}382 \cdot 195{,}9 = 74{,}8 \text{ Н};$$

$$M_\alpha = 0{,}081 \cdot 195{,}9 = 0{,}28 \text{ Н·м}; \quad b = 0{,}028 \text{ м};$$

$$h = (0{,}04 - 0{,}03)/2 = 0{,}005 \text{ м};$$

$$S = bh = 0{,}028 \cdot 0{,}005 = 1{,}4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad W = bh^2/6 =$$

$$= 0{,}028 \cdot 0{,}005^2/6 = 0{,}116 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad \sigma_р = 74{,}8/(1{,}4 \cdot 10^{-4}) +$$

$$+ 0{,}28/(0{,}116 \cdot 10^{-6}) = 2{,}9 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

При сжатии:

$$N_\alpha/P_{ш.с} = 0{,}04; \quad M_\alpha/P_{ш.с}\rho = 0{,}03; \quad P_{ш.с} = 7207 \text{ Н};$$

$$N_\alpha = 7207 \cdot 0{,}04 = 295{,}5 \text{ Н}; \quad M_\alpha = 7207 \cdot 0{,}03 \cdot 0{,}018 =$$

$$= 3{,}91 \text{ Н·м}; \quad \sigma_с = 295{,}5/0{,}00014 + 3{,}9/(0{,}116 \cdot 10^{-6}) =$$

$$= 35{,}7 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Напряжение от давления со стороны втулки определяется по уравнению $\sigma = pd/(2h)$.

Давление между головкой и втулкой

$$p = (\Delta_{max} + \Delta_t)/d \{(1/E_1)[(D_1^2 + d^2)/(D_1^2 - d^2) + \mu] +$$

$$+ 1/E_2 [(d^2 + d_{вт}^2)/(d^2 - d_{вт}^2) - \mu]\},$$

где $\Delta_{max} = 3{,}5 \cdot 10^{-5}$ м — максимальный натяг между втулкой и головкой; $\Delta_t = (\alpha_{вт} - \alpha_г)\, dt$ — разница теплового расширения втулки и головки, м; $\alpha_{вт}$, $\alpha_р$ — коэффициенты линейного

расширения материала втулки (бронза) и головки (сталь); t — температура нагрева сопряжения ($t \approx 100$ °С); E_1 и E_2 — модули упругости материала втулки и головки; μ — коэффициент Пуассона ($\mu = 0{,}3$);

$$\Delta_t = (1{,}7 - 1{,}1)\,10^{-5} \cdot 0{,}03 \cdot 100 = 1{,}8 \cdot 10^{-5} \text{ м};$$

$$p = \frac{3{,}5 \cdot 10^{-5} + 1{,}8 \cdot 10^{-5}}{0{,}03\left[\frac{1}{2{,}2 \cdot 10^{11}}\left(\frac{0{,}04^2 + 0{,}03^2}{0{,}04^2 - 0{,}03^2} + 0{,}3\right) + \frac{1}{1{,}5 \cdot 10^{11}}\left(\frac{0{,}03^2 + 0{,}025^2}{0{,}03^2 - 0{,}025^2} - 0{,}3\right)\right]} = 34{,}6 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Напряжение от давления со стороны втулки

$$\sigma = 34{,}6 \cdot 10^6 \cdot 0{,}03/(2 \cdot 0{,}005) = 103{,}9 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Головка нагружена асимметричным циклом напряжений с амплитудой

$$\sigma_a = (\sigma_p - \sigma_c)/2 = (2{,}9 + 35{,}7)\,10^6/2 = 19{,}3 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

и средним напряжением

$$\sigma_m = (\sigma_p + \sigma_c)/2 + \sigma = (2{,}9 + 35{,}7)\,10^6/2 + 103{,}9 \cdot 10^6 = 71{,}1 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Запас прочности головки на выносливость

$$n = 190 \cdot 10^6/(1{,}3 \cdot 19{,}3/0{,}71 + 0{,}1 \cdot 71{,}1 \cdot 10^6) = 6{,}7.$$

Расчет кривошипной головки шатуна. На кривошипную головку шатуна действует сила

$$P_p = P_{ш.\,p} + I'_{ш.\,вр} = 365{,}7 + 193{,}9 = 559{,}6 \text{ Н},$$

где $P_{ш.\,p} = 365{,}7$ Н — наибольшая растягивающая шатун сила при работе компрессора на холостом ходу; $I'_{ш.\,вр} = 193{,}9$ Н — сила инерции вращающейся части шатуна, расположенной до разъема кривошипной головки (без учета массы крышки кривошипной головки шатуна).

Условно считается, что крышка жестко связана с телом шатуна. В этом случае опасным является сечение $IV—IV$. Напряжение от силы P_p в этом сечении определяется по уравнению

$$\sigma = N_0/S + M_0/W,$$

где нормальная сила N_0, Н, изгибающий момент M_0, Н·м, определяются с помощью графиков (см. приложение, рис. П.6) аналогично N_α и M_α;

$$S = bh = 0{,}006\ 0{,}028 = 1{,}68 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$W = bh^2/6 = 0{,}06 \cdot 0{,}028^2/6 = 0{,}78 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$N_0/P_p = 0{,}39; \quad N_0 = 0{,}39 \cdot 139{,}9 = 75{,}6 \text{ Н};$$

$$2M_0/P_p c = 0{,}056; \quad M_0 = 0{,}056 \cdot 193{,}9 \cdot 0{,}074/2 = 0{,}4 \text{ Н·м};$$

$$\sigma = 75{,}6/(0{,}0168 \cdot 10^{-6}) + 0{,}4/(0{,}78 \cdot 10^{-6}) = 45{,}5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

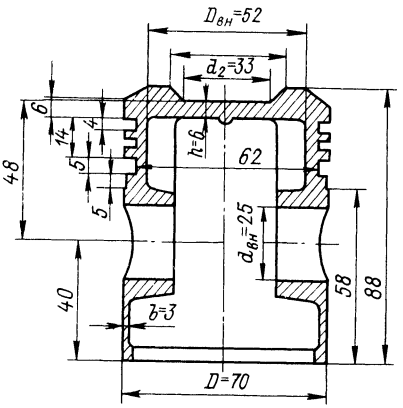


Рис. 2.26. Поршень компрессора

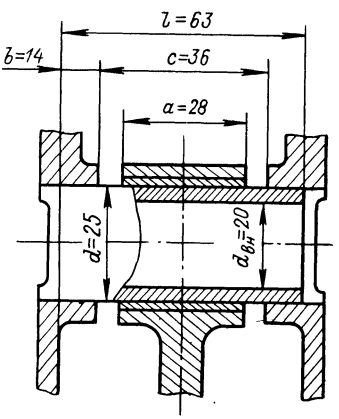


Рис. 2.27. Расчетная схема поршневого пальца

Допускаемые напряжения в крышке из стали 40 $[\sigma] = 200$ МПа.

Расчет поршня. Днище тронкового поршня рассчитывается как круглая пластина, заделанная по контуру (рис. 2.26). Наибольшие напряжения в днище (в месте заделки):

$$\sigma_r = -0{,}75\Delta p r_2^2/h^2 = 0{,}75 \cdot 1{,}93 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0165^2/0{,}006^2 = -10{,}9 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_t = \mu\sigma_r = 0{,}26 \cdot 10{,}9 \cdot 10^6 = 2{,}8 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_z = -p_н = -2{,}2 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $\Delta p = 1{,}93 \cdot 10^6$ Па — наибольшая разность давлений, воспринимаемых днищем; $r_2 = 0{,}0165$ м — радиус контура заделки; $h = 0{,}006$ м — толщина днища; $\mu = 0{,}26$ — коэффициент Пуассона для материала поршня; $p_н = 2{,}2 \cdot 10^6$ Па — максимальное давление нагнетания *R*22 при температуре конденсации $T_к = 323$ К.

Эквивалентное напряжение в алюминиевом поршне по энергетической теории прочности

$$\sigma^* = \sqrt{0{,}5[(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2]} =$$

$$= 10^6 \sqrt{0{,}5[(10{,}9 - 2{,}8)^2 + (2{,}8 + 2{,}2)^2 + (-2{,}2 - 10{,}9)^2]} =$$

$$= 11{,}4 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Допускается для днища алюминиевых поршней $[\sigma^*] = 30$ МПа.

Давление на боковую стенку поршня

$$q = p_н/(DH) = 567/(0{,}07 \cdot 0{,}072) = 0{,}113 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $p_н = p_{max} \operatorname{tg} \beta = 7207 \cdot 0{,}079 = 567$ Н; $D = 0{,}07$ м — диаметр поршня; $H = 0{,}072$ м — высота поршня без высоты поршневых и маслосъемных колец.

Допускается для тронковых поршней $q = 0{,}15 \div 0{,}35$ МПа (бо́льшие значения для быстроходных компрессоров).

Расчет поршневого пальца. Наибольшее давление на поршневой палец в подшипнике

$$q_{max} = P_ш/(da) = 7207/(0{,}025 \cdot 0{,}028) = 10{,}3 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $P_ш = P_{ш.\,с} = 7207$ Н — наибольшая по абсолютному значению сила, действующая на шатун; $d = 0{,}025$ м — наружный диаметр пальца (рис. 2.27); $a = 0{,}028$ м — длина подшипника. Допускается $q_{max} = 15 \div 20$ МПа.

Наибольшее давление в месте соединения пальца с поршнем

$$q'_{max} = P_ш/(2db) = 7207/(2 \cdot 0{,}025 \cdot 0{,}014) = 10{,}3 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $b = 0{,}014$ м — длина поверхности пальца в месте посадки. Допускается для алюминия $q'_{max} = 25 \div 35$ МПа, для чугуна $q'_{max} = 35 \div 45$ МПа.

Напряжение от изгиба

$$\sigma_и = P_ш (l + 2c - 1{,}5a)/[1{,}2 (1 - \alpha^4) d^3] =$$

$$= 7207 (0{,}063 + 2 \cdot 0{,}036 - 1{,}5 \cdot 0{,}028)/[1{,}2 (1 -$$

$$- 0{,}72^4) 0{,}025^3] = 48{,}9 \cdot 10^{-6} \text{ Па},$$

где $l = 0{,}063$ м — длина пальца; $c = 0{,}036$ м — расстояние между местами посадки пальца в поршне; $\alpha = 0{,}72$ — отношение внутреннего диаметра пальца к наружному. Допускается для пальцев из легированной стали $\sigma_и \leqslant 150 \div 200$ МПа, из углеродистой стали $\sigma_и \leqslant 120$ МПа.

Напряжение на срез в сечении между бобышкой поршня и головкой шатуна $\tau = 0{,}85 P_ш (1 + \alpha + \alpha^2)/[d^2 (1 - \alpha^4)] = 0{,}85 \times$ $\times 7207 (1 + 0{,}72 + 0{,}72^2)/[0{,}025^2 (1 - 0{,}72^4)] = 30 \cdot 10^6$ Па. Допускается $\tau \leqslant 100$ МПа.

Расчет гильзы цилиндра. Гильзу цилиндра рассчитывают на пробное гидравлическое давление $p = 3{,}5$ МПа. Нормальные напряжения в стенке гильзы:

$$\sigma_t = p (r_1^2 + r_2^2)/(r_2^2 - r_1^2) = 3{,}5 \cdot 10^6 (0{,}035^2 + 0{,}04^2)/(0{,}04^2 -$$

$$- 0{,}035^2) = 26{,}4 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_r = -p = -3{,}5 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $r_1 = 0{,}035$ м — радиус внутренней окружности сечения гильзы; $r_2 = 0{,}04$ м — радиус наружной окружности сечения гильзы.

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{экв} = \sigma_t - \upsilon\sigma_r = 26{,}4 - 0{,}3 \cdot 3.5 \cdot 10^6 = 27{,}4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $\upsilon = 0{,}3$ — отношение предела прочности на растяжение к пределу прочности на сжатие для чугуна. Значения эквивалентных напряжений для чугуна не должны превышать $[\sigma_{экв}] =$

$= 20 \div 35$ МПа. Бо́льшие значения относятся к чугунам повышенной прочности. В данном примере материал гильзы — чугун СЧ21-40.

Расчет уплотняемых разъемов. Плотность в разъеме обеспечивается затяжкой болтов силой, необходимой для обжатия прокладки (или другого уплотняющего элемента) и сохранения нужного давления на прокладку при действии внешних сил (силы от уплотняемого давления и других, действующих на соединение в эксплуатационных условиях).

Сила затяжки, необходимая для обжатия прокладки, $P'_{зат} = F_{уп} q_{обж}$, где $F_{уп}$ — площадь прокладки, м^2; $q_{обж}$ — давление на прокладку для ее обжатия, Па.

Внешняя сила от уплотняемого давления $P' = Fp$, где F — площадь, ограниченная уплотнением, м^2.

Сила затяжки, обеспечивающая плотность при действии внешних сил, $P''_{зат} = F_{уп} mP + (1 - \varkappa) P$, где m — прокладочный коэффициент; $\varkappa$ — коэффициент основной нагрузки; P — сумма внешних сил, Н.

В приближенных расчетах можно принимать нижеследующие значения $\varkappa$.

Для прокладок:	
резиновых	0,5—0,8
неметаллических, кроме резины	0,2—0,3
металлических	0,1—0,2

С запасом на потерю затяжки силу $P''_{зат}$ увеличивают в 1,1—1,4 раза. Бо́льшее значение принимается при металлических прокладках, подвергающихся действию переменных нагрузок и температуры.

Сила затяжки, обеспечивающая нераскрытие стыка, $P'''_{зат} = kP$, где k — коэффициент затяжки, причем при постоянной нагрузке $k = 1{,}25 \div 1{,}5$, а при переменной $k = 2{,}5 \div 3$.

Соединение рассчитывают по наибольшей из сил $P'_{зат}$, $P''_{зат}$ и $P'''_{зат}$.

Давление на прокладку $q_0 = P_0/F_{уп}$, где $P_0 = P_{зат} - (1 - \varkappa) P$ — сила, приложенная к прокладке при действии внешних сил, Н.

Для сохранения плотности в соединении при действии внешних сил значение q_0 должно соответствовать условиям $q_0 \geqslant mp$ и $q_0 > q_{0\,min}$, где $q_{0\,min}$ — наименьшее давление на прокладку, при которой сохраняется плотность, Па.

По условию прочности прокладки должно быть $P_{зат}/F_{уп} \leqslant [q]$, где $[q]$ — допускаемое давление на прокладку, Па.

Значения m, $q_{обж}$, $[q]$ и $q_{0\,min}$ для плоских прокладок в зависимости от материала прокладки приведены в табл. П.1 приложения. Для плоских рифленых прокладок можно принимать значения m, $q_{обж}$, $[q]$ и $q_{0\,min}$, уменьшенные на 20 %. Для круглых

Таблица 2.12. **Ширина плоских прокладок, мм**

Прокладка	Средний диаметр прокладки, мм				
	до 100	100—200	200—400	400—600	свыше 600
Металлическая	3—4	4—5	5—6	6—7	8—12
Неметаллическая	5—6	6—7	7—8	8—12	12—20

прокладок значения по табл. П.1 можно принимать с учетом, что $b = 2d$, где d — диаметр сечения прокладки, м.

Ширину плоских прокладок ориентировочно можно выбирать по табл. 2.12.

Растягивающие напряжения в болтах $\sigma = P_{зат}/(zf)$, где z — число болтов, f — площадь сечения болта по внутреннему диаметру резьбы или диаметру стержня (для утоненных болтов), м².

Наибольшие касательные напряжения от момента, закручивающего болт при затяжке, $\tau \approx M_{кр}/0{,}2d^3$, где $M_{кр}$ — момент, скручивающий болт при затяжке, Н·м; $M_{кр} \approx (0{,}12 \div 0{,}15)\, P_{зат}\, d_0$; d — внутренний диаметр резьбы или диаметр стержня (для утоненных болтов), м; d_0 — наружный диаметр резьбы, м.

Эквивалентное напряжение от растяжения и кручения

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Приближенно $\sigma^* \approx 1{,}25\sigma$.

Допускаются напряжения, при которых запас прочности по пределу текучести $n_т = \sigma_т/\sigma^* \leqslant 1{,}3 \div 2{,}5$; запас прочности по пределу прочности $n_в = \sigma_в/\sigma^* \leqslant 1{,}5 \div 4$.

При переменной нагрузке дополнительно к расчету статической прочности рассчитывают прочность болтов на выносливость с учетом переменных напряжений.

Запас прочности на выносливость

$$n_a = [\sigma_{-1}/k_\sigma(1 - \sigma_m)/\sigma_в]/\sigma_a,$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала болта, Па; k_σ — коэффициент концентрации напряжений (обычно $k_\sigma = 3{,}5 \div 5$); $\sigma_a = \varkappa P/(2f)$ — амплитуда переменных напряжений, Па; $\sigma_m = P_{зат}/f + \sigma_a$ — среднее напряжение цикла, Па. Допускаются $n_a \leqslant 2{,}5 \div 4$.

При постоянных и переменных напряжениях, если запасы статической прочности $n_т$ и $n_в$ больше 8—10, расчет на выносливость не делают.

Результаты расчетов, выполненных по изложенной методике, для рассматриваемого примера приведены в табл. 2.13. Размеры прокладок показаны на рис. 2.28. Материал прокладок — паронит. Материал болтов — сталь 40Х, $\sigma_в = 1000$ МПа; $\sigma_т = 800$ МПа.

Таблица 2.13. **Результаты расчетов уплотняемых разъемов**

Определяемая величина	Разъем крышки цилиндра		Разъем крышки сальника	
	Обозначение или расчетная формула	Числовое значение	Обозначение или расчетная формула	Числовое значение
Площадь прокладки	$F_{уп} = 2(l+b)b_2 + \frac{2\pi\rho\delta z}{2} - \frac{1}{2}\frac{\pi d^2 z}{4}$	$2(0{,}26+0{,}153)\,0{,}012 + 3{,}14\cdot0{,}011\cdot0{,}012\cdot18 - 3{,}14\cdot0{,}0105^2\cdot18/(4\cdot2) = 0{,}0165$ м²	$F_{уп} = \frac{\pi}{4}\times(D_н^2 - D_{вн}^2) - \frac{\pi d^2}{4}z - asz$	$0{,}785\,(0{,}232^2 - 0{,}2^2) - 3{,}14\cdot0{,}25\cdot0{,}0105^2\cdot10 - 0{,}008^2\cdot10 = 0{,}009345$ м²
Давление обжатия	$q_{обж}$	$32\cdot10^6$ Па	$q_{обж}$	$32\cdot10^6$ Па
Сила затяжки для обжатия прокладки	$P'_{зат} = P_{уп}q_{обж}$	$0{,}0165\cdot32\cdot10^6 = 0{,}53\cdot10^6$ Н	$P'_{зат} = F_{уп}q_{обж}$	$0{,}009345\cdot32\cdot10^6 = 0{,}299\cdot10^6$ Н
Прокладочный коэффициент	m	1,6	m	1,6
Уплотняемое давление	p (при $T = 323$ К)	$2{,}22\cdot10^6$ Па	p	$0{,}7\cdot10^6$ Па
Сила от уплотняемого давления	$P' = \left(lb - \frac{\pi R^2}{2}z\right)p$	$(0{,}26\cdot0{,}153 - 0{,}5\cdot3{,}14\times0{,}017^2)\,2{,}22\cdot10^6 = 70{,}01\cdot10^3$ Н	$P' = 0{,}785D_{вн}^2p$	$0{,}785\cdot0{,}2^2\cdot0{,}7\cdot10^6 = 21{,}98\cdot10^3$ Н
Сила затяжки, обеспечивающая:				
плотность при действии внешних сил	$P''_{зат} = F_{уп}mp + (1-\varkappa)P'$	$0{,}0165\cdot1{,}6\cdot2{,}22\cdot10^6 + (1-0{,}2)\,70{,}01\cdot10^3 = 114{,}608\cdot10^3$ Н	$P''_{зат} = F_{уп}mp + (1-\varkappa)P'$	$0{,}009345\cdot1{,}6\cdot0{,}07\cdot10^6 + (1-0{,}2)\,21{,}98\cdot10^3 = 27{,}98\cdot10^3$
нераскрытие стыка	$P'''_{зат} = kP$	$1{,}4\cdot70{,}01\cdot10^3 = 98{,}014\cdot10^3$ Н	$P'''_{зат} = kP$	$1{,}5\cdot21{,}98\cdot10^3$ Н

Продолжение табл. 2.13

Определяемая величина	Разъем крышки цилиндра		Разъем крышки сальника	
	Обозначение или расчетная формула	Числовое значение	Обозначение или расчетная формула	Числовое значение
Расчетная сила затяжки	$P_{зат}$	$0{,}53 \cdot 10^6$ Н	$P_{зат}$	$0{,}299 \cdot 10^6$ Н
Сила, приложенная к прокладке при действии внешних сил	$P_0 = P_{зат} - (1 - \varkappa) P$	$0{,}53 \cdot 10^6 - (1 - 0{,}2)\, 70{,}01 \cdot 10^3 = 0{,}4739 \cdot 10^6$ Н	$P_0 = P_{зат} - (1 - \varkappa) P$	$0{,}299 \cdot 10^6 - (1 - 0{,}2)\, 0{,}02198 \cdot 10^6 = 0{,}2814 \cdot 10^6$ Н
Давление на прокладку: при действии внешних сил	$q_0 = P_0 / F_{уп}$	$0{,}4739 \cdot 10^6 / 0{,}0165 = 28{,}72 \cdot 10^6$ Па	$q_0 = P_0 / F_{уп}$	$0{,}2814 \cdot 10^6 / 0{,}009345 = 30{,}1 \cdot 10^6$ Па
наименьшее допустимое	$q_{0\,min}$	10^7 Па	$q_{0\,min}$	10^7 Па
по условию плотности	$q_0 = mp$	$1{,}6 \cdot 2{,}22 \cdot 10^6$ Па	$q_0 = mp$	$1{,}6 \cdot 0{,}7 \cdot 10^6 = 1{,}12 \cdot 10^6$ Па
при затяжке	$q_{зат} = P_{зат} / F_{уп}$	$0{,}53 \cdot 10^6 / 0{,}0165 = 32{,}12 \cdot 10^6$ Па	$q_{зат} = P_{зат} / F_{уп}$	$0{,}299 \cdot 10^6 / 0{,}009345 = 31{,}99 \cdot 10^6$ Па
допускаемое	$[q]$	$11 \cdot 10^7$ Па	$[q]$	$11 \cdot 10^7$ Па
Число и размер болтов	z	18 шт., М10	z	10 шт., М10
Площадь сечения по внутреннему диаметру резьбы	$f = 0{,}25\pi d_{вн}^2$	$3{,}14/4 \cdot 0{,}008918^2 = 6{,}24 \cdot 10^{-5}$ м^2	$f = 0{,}25\pi d_{вн}^2$	$0{,}785 \cdot 0{,}008918^2 = 6{,}24 \cdot 10^{-5}$ м^2
Растягивающее напряжение в болтах	$\sigma = P_{зат} / (zf)$	$0{,}53 \cdot 10^6 / (18{,}6 \cdot 6{,}24 \cdot 10^{-5}) = 471{,}86 \cdot 10^6$ Па	$\sigma = P_{зат} / (zf)$	$0{,}299 \cdot 10^6 / (10 \cdot 6{,}24 \cdot 10^{-5}) = 479{,}1 \cdot 10^6$ Па
Эквивалентное напряжение растяжения и кручения	$\sigma^* \approx 1{,}25\sigma$	$1{,}25 \cdot 471{,}86 \cdot 10^6 = 589 \cdot 10^6$ Па	$\sigma^* \approx 1{,}25\sigma$	$1{,}25 \cdot 542{,}9 \cdot 10^6 = 598{,}95 \cdot 10^6$ Па
Запас прочности по пределу: текучести	$n_т = \sigma_т / \sigma^*$	$800 \cdot 10^6 / (589 \cdot 10^6) = 1{,}35$	$n_т = \sigma_т / \sigma^*$	$800 \cdot 10^6 / (598{,}95 \cdot 10^6) = 1{,}33$
прочности	$n_в = \sigma_в / \sigma^*$	$1000 \cdot 10^6 / (589 \cdot 10^6) = 1{,}69$	$n_в = \sigma_в / \sigma^*$	$1000 \cdot 10^6 / (598{,}95 \cdot 10^6) = 1{,}669$

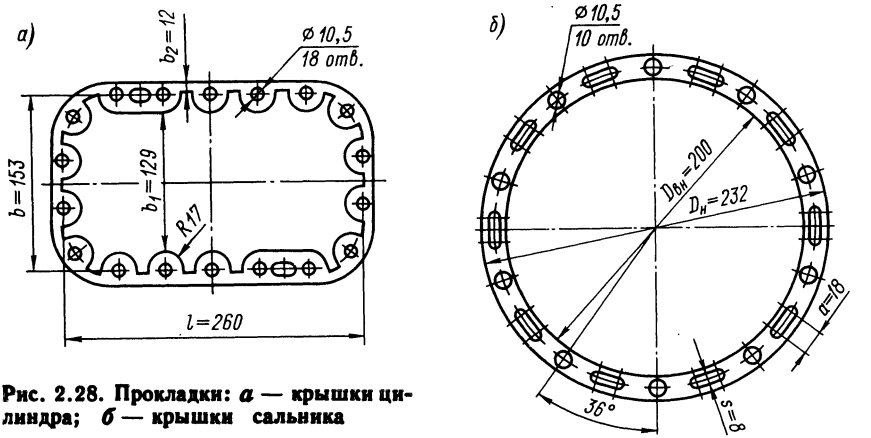


Рис. 2.28. Прокладки: *а* — крышки цилиндра; *б* — крышки сальника

Расчет сальника. Минимальное давление на графитовые кольца при сохранении герметичности сальника, $q_{min} = 0{,}2$ МПа. Необходимая для его обеспечения сила от пружин сальника

$$P_{пр} = 0{,}25\pi\,[q_{min}\,(D_н^2 - D_{вн}^2) + p_{к\,max}\,[D_{вн}^2 - D_в^2)] =$$

$$= 0{,}25 \cdot 3{,}14\,[0{,}2 \cdot 10^6\,(0{,}064^2 - 0{,}054^2) +$$

$$+ 0{,}8 \cdot 10^6\,(0{,}054^2 - 0{,}052^2)] = 285 \text{ Н},$$

где $D_н = 0{,}064$ м — наружный диаметр графитового кольца; $D_{вн} = 0{,}054$ м — внутренний диаметр графитового кольца; $D_в = 0{,}052$ м — диаметр вала в сальнике (рис. 2.29).

Число пружин в сальнике $z = 10$. Сила одной пружины $P'_{пр} = P_{пр}/z = 285/10 = 28{,}5$ Н.

Размеры пружин: средний диаметр пружины $D_{ср} = 6 \cdot 10^{-3}$ м; диаметр проволоки $d = 1 \cdot 10^{-3}$ м; число рабочих витков $n_р = 12$; полное число витков $n = 13{,}5$; материал пружин — проволока класса 1 (ГОСТ 9386—60) с модулем упругости $G = 8 \cdot 10^{10}$ Па.

Необходимый прогиб пружины при минимальном давлении на опорной поверхности графитовых колец сальника

$$\Delta_{min} = 8D_{ср}^3 n_р P'_{пр}/(d^4 G) = 8 \cdot 0{,}006^3 \cdot 12 \times$$

$$\times\, 28{,}5/(0{,}001^4 \cdot 8 \cdot 10^{10}) = 7{,}38 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Максимально допустимый износ пары трения графит—сталь составляет $1{,}5 \cdot 10^{-3}$ м. Для двух пар износ равен $3 \cdot 10^{-3}$ м.

Необходимый прогиб пружины в начальном состоянии

$$\Delta_{max} = \Delta_{min} + 3 \cdot 10^{-3} = 7{,}38 \cdot 10^{-3} + 3 \cdot 10^{-3} = 10{,}38 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Сила одной пружины при прогибе Δ_{max}

$$P'_{пр\,max} = P_{пр}\Delta_{max}/(\Delta_{min} z) = 285 \cdot 10{,}38/(7{,}38 \cdot 10) = 40{,}1 \text{ Н}.$$

Напряжение в пружине при максимальном прогибе

$$\tau_{max} = 8P'_{пр\,max}D_{ср}/(\pi d^3) =$$

$$= 8 \cdot 40{,}1 \cdot 0{,}006/(3{,}14 \times$$

$$\times 0{,}001^3) = 613{,}2 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

В пружинах из проволок класса I допускается $\tau_{max} \leqslant$ $\leqslant$ 900 МПа. Наибольшее давление на опорной поверхности графитового кольца $q_{max} = q_{min}P'_{пр\,max}/P'_{пр} +$ $+ \Delta p_{max} = 0{,}2 \cdot 10^6 \cdot 40{,}1/28{,}5 + 0{,}25 \cdot 10^6 = 0{,}53 \cdot 10^6$ Па, где $\Delta p_{max} = 0{,}25$ МПа — максимальная разность давлений масла в камере сальника и картере.

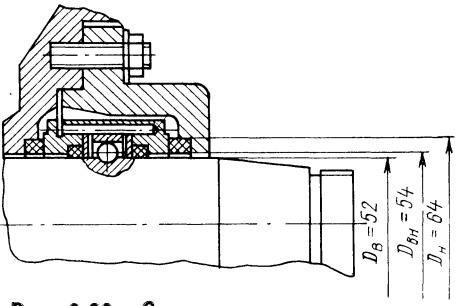


Рис. 2.29. Сальник уплотнения конца вала

Для графита АГ1500-Б83 допускается $q \leqslant 2{,}5$ МПа.

2.5. РАСЧЕТ СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Для нормальной работы подшипников скольжения необходим слой смазочного материала между поверхностями вала и подшипников, вследствие чего не происходит непосредственного контакта поверхностей. Основной задачей при расчете смазки подшипников является обеспечение режима жидкостной смазки в наиболее тяжелых условиях нагружения, соответствующих второму расчетному режиму. Сохранение минимально допустимой толщины масляного слоя достигается выбором зазоров и размеров деталей, подбором смазывающей жидкости с соответствующими свойствами, организацией отвода теплоты с учетом действующей нагрузки, скорости скольжения и т. д. В рассматриваемом примере определим среднюю температуру смазочного слоя, расход масла через подшипники, тепловую мощность, отводимую от подшипника, минимальную толщину смазочного слоя и необходимую подачу масляного насоса [23].

Расход масла через подшипник

$$Q = 0{,}5k\omega\psi ld^2,$$

где $\omega = 2\pi n$ — угловая скорость в подшипнике, рад/с; ψ — относительный диаметральный зазор в подшипнике; l — расчетная длина подшипника, м; d — диаметр шейки, м; $k = k_т + k_н$ — полный коэффициент расхода; $k_т$ — коэффициент, учитывающий массу масла, вытекающего в торцы из рабочей части смазочного слоя, который определяется как функция отношения l/d и относительного эксцентриситета $\varkappa$ (см. приложение, рис. П.8); $k_н$ — коэффициент, учитывающий массу масла, вытекающего в торцы из нерабочей части зазора:

$$k_н = \beta\zeta\,(d/l)^2\,(p_l/q_{ср});$$

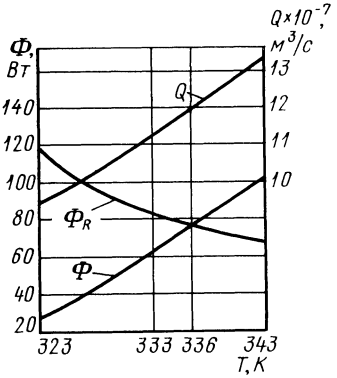


Рис. 2.30. К расчету подшипников скольжения

β — коэффициент, зависящий от относительного эксцентриситета $\varkappa$ (см. приложение, рис. П.9); $\zeta = q_{ср}\psi^2/(\mu\omega)$ — коэффициент нагруженности; μ — динамическая вязкость масла, Па·с; p_l — минимальная разность давления масла, подаваемого в подшипник, и давления в картере, Па; $q_{ср}$ — давление на подшипник по средней нагрузке, Па.

Относительный эксцентриситет $\varkappa$ находится в зависимости от отношения l/d и коэффициента нагруженности ζ (см. приложение, рис. П.10). Тепловая мощность, отводимая от подшипника, определяется как сумма тепловой мощности Φ_Q, отводимой вытекающим маслом, и тепловой мощности Φ_D, отводимой через подшипник в окружающую среду:

$$\Phi = \Phi_Q + \Phi_D,\ \Phi_Q = c\rho\Delta T,\ \Phi_D = \alpha\pi l_п \Delta T,$$

где c — теплоемкость масла, Дж/(кг·К); ρ — плотность масла, кг/м³; $\Delta T = T - T_l$ — разность температур смазочного слоя и масла перед подшипником, К; $l_п$ — полная длина подшипника, м; α — коэффициент теплоотдачи от подшипника к маслу, Вт/(м²·К):

$$\alpha = 19{,}78a(T - T_в)^{1{,}3}/(T - T_l),$$

a — коэффициент, равный для коренных подшипников 2—3, для шатунных 4—5; $T_в$ — температура вокруг подшипника, К.

Тепловую мощность, выделяющуюся при трении, определяют по уравнению

$$\Phi_R = \xi' \mu l_п \omega^2/(2\psi),$$

где ξ' — коэффициент сопротивления шейки вращению с учетом трения в нерабочей части зазора (см. приложение, рис. П.11).

Физические параметры масла μ, c и ρ принимаются при температуре смазочного слоя T. При наличии кольцевой канавки подшипник условно делится на два, поэтому в расчете для нахождения величин $q_т$ и $\varkappa$ пользуются отношениями $(l/d)^* = l/(2d)$.

Истинную среднюю температуру смазочного слоя находят путем построения зависимостей $\Phi = f(T)$ и $\Phi_R = f(T)$, для чего Φ и Φ_R подсчитывают при нескольких значениях T, близких к вероятному (рис. 2.30). По найденному значению T, пользуясь графиками зависимостей $Q = f(T)$ и $\Phi = f(T)$, определяют необходимый расход масла через подшипники и количество теплоты, отводимой маслом.

Таблица 2.14. **Основные расчетные величины**

Определяемая величина	Формула или обозначение	Числовые значения при температуре смазочного слоя T, К		
		323	333	343
Динамическая вязкость *, Па·с	μ (приложение, рис. П. 12)	$3{,}47\cdot10^{-2}$	$2{,}38\cdot10^{-2}$	$1{,}79\cdot10^{-2}$
Коэффициент нагруженности	$\zeta = \dfrac{q_{ср}\psi^2}{\mu\omega}$	$\dfrac{1{,}14\cdot10^6\cdot0{,}98^2}{3{,}47\cdot10^{-2}\cdot151} = 0{,}208$	0,304	0,405
Относительный эксцентриситет	$\varkappa$ (приложение, рис. П. 10)	0,38	0,47	0,54
Коэффициент расхода из рабочей части	$k_т$ (приложение, рис. П. 8)	0,135	0,155	1,176
Коэффициент	β (приложение, рис. П. 9)	0,23	0,26	0,29
Коэффициент расхода из нерабочей части	$k_н = \beta\zeta\,(d/l)^2 p_l/q_{ср}$	$0{,}23\cdot0{,}208\left(\dfrac{0{,}055}{0{,}028}\right)^2\dfrac{0{,}1\cdot10^6}{1{,}14\cdot10^6} = 0{,}01619$	0,0267	0,0396
Полный коэффициент расхода	$k = k_т + k_н$	$0{,}135 + 0{,}016 = 0{,}151$	0,181	0,215
Расход масла через подшипник, м³/с	$Q = k\omega(\psi/2)ld^2$	$0{,}151\cdot151\,(0{,}98\cdot10^{-3}/2)\times$ $\times\,0{,}028\cdot0{,}055^2 = 9{,}46\cdot10^{-7}$	$11{,}3\cdot10^{-7}$	$13{,}4\cdot10^{-7}$
Плотность масла **, кг/м³	ρ	827	821	815
Теплоемкость масла ***, Дж/(кг·К)	c	2172	2204	2237
Температура масла перед подшипником, К	T_l	313		
Разность температур, К	$\Delta T = T - T_l$	10	20	30

Продолжение табл. 2.14

Определяемая величина	Формула или обозначение	Числовые значения при температуре смазочного слоя T, К		
		323	333	343
Количество теплоты, отводимой маслом, Вт	$\Phi_Q = c\rho Q\Delta T$	$2172 \cdot 827 \cdot 9{,}46 \cdot 10^{-7} \cdot 10 = 16{,}99$	40,89	73,29
Коэффициент теплоотдачи со стороны масла, Вт/(м²·К)	$\alpha = 19{,}78a\,(T - T_в)^{1{,}3}/(T - T_l)$, где $a = 5$ $T = 313$ К	$19{,}78 \cdot 5 \cdot 10^{1{,}3}/10 = 198$	242	274
Количество теплоты, отводимой в окружающую среду, Вт	$\Phi_D = \alpha\pi dl\Delta T$	$192 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}055 \cdot 0{,}028 \cdot 10 = 9{,}28$	23,4	39,7
То же от подшипника, Вт	$\Phi = \Phi_D + \Phi_Q$	$16{,}99 + 9{,}28 = 26{,}27$	64,29	112,99
Коэффициент	ζ^f (приложение, рис. П. 11)	3,42	3,6	3,89
Количество теплоты, выделяющейся при трении, Вт	$\Phi_R = \zeta^f \mu l_п d^2\omega^2/(2\psi)$	$3{,}42 \cdot 3{,}47 \cdot 10^{-2} \cdot 0{,}028 \cdot 0{,}055^2 \times 151^2/(2 \cdot 0{,}98 \cdot 10^{-3}) = 116{,}9$	84,4	68,6

* При отсутствии данных о зависимости $\mu = f(T)$ для малых холодильных машин можно пользоваться приближенной зависимостью $\mu_T = \mu_{323\text{ К}}/[50/(T - 273)]^2$.

** Приближенно плотность масел в зависимости от температуры можно определять по уравнению $\rho_T = \rho_{283\text{ К}} - 0{,}7\,(T - 283)$.

*** Приближенно теплоемкость масел в зависимости от температуры можно определять по уравнению $c_T = [53{,}2 + 0{,}107\,(T - 273)] \times \sqrt{\rho_{20}}$.

Для рассматриваемого примера: диаметр вкладыша кривошипного подшипника $D = 55^{+0,018}$ мм; диаметр шейки $d = 55^{-0,03}_{-0,06}$ мм.

Средний зазор $\delta = (0{,}018 \cdot 10^{-3} + 0{,}03 \cdot 10^{-3} + 0{,}06 \cdot 10^{-3})/2 = 5{,}4 \cdot 10^{-5}$ м; относительный зазор $\psi = \delta/d = 5{,}4 \cdot 10^{-5}/0{,}055 = 0{,}98 \cdot 10^{-3}$; $l/d = 0{,}028/0{,}055 = 0{,}509$.

Расчет для построения зависимостей $\Phi = f(T)$, $\Phi_R = f(T)$ и $Q = f(T)$ приведен в табл. 2.14.

Из графического построения (рис. 2.30) следует, что тепловой баланс наступает при $T = 336$ К. При этой температуре:

коэффициент нагруженности $\zeta = 1{,}14 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}98 \cdot 10^{-3}/(2{,}02 \times \times 10^{-2} \cdot 151) = 0{,}366$;

относительный эксцентриситет $\varkappa = 0{,}5$;

минимальная толщина масляного слоя $h_{min} = (d/2)(1 - \varkappa)\psi = (0{,}055/2)(1 - 0{,}5)\, 0{,}98 \cdot 10^{-3} = 13{,}47 \cdot 10^{-6}$ м.

Допустимая величина $[h_{min}]$, больше которой должно быть полученное значение h_{min}, определяется так:

$$[h_{min}] = h_д + h_ш + h_п + \Delta = 3 \cdot 10^{-6} + 1{,}6 \cdot 10^{-6} + + 3{,}2 \cdot 10^{-6} + 1{,}9 \cdot 10^{-6} = 9{,}7 \cdot 10^{-6} \text{ м},$$

где $h_д = 2 \div 3$ мкм — рабочая толщина масляного слоя; $h_ш = 1{,}6$ мкм — высота неровностей на поверхности шейки по 9-му классу (ГОСТ 2789—73*); $h_п = 3{,}2$ мкм — высота неровностей на поверхности вкладыша по 8-му классу (ГОСТ 2789—73*); $\Delta = 1{,}9$ мкм — прогиб вала на длине подшипника (из расчета коленчатого вала на жесткость).

Необходимая подача масляного насоса $V = Q_т z = 12 \cdot 10^{-7} \cdot 8 = 9{,}6 \cdot 10^{-6}$ м³/с, где $Q_т = 12 \cdot 10^{-7}$ м³/с — расход масла через подшипник при $T = 336$ К; $z = 8$ — число кривошипных подшипников.

2.6. ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ РОТАЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Пример 1. Для условий примера 2 параграфа 1.2 определить основные геометрические размеры ротационного компрессора с катящимся ротором холодопроизводительностью $Q_0 = 300$ Вт.

Основные величины, характеризующие цикл. Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_а - i_4 = 996{,}7 - 876 = 120{,}7$ кДж/кг. Объемная холодопроизводительность $q_v = q_0/v_1 = 120{,}7/0{,}07 = 1724{,}3$ кДж/м³, где $v_1 = 0{,}07$ м³/кг — удельный объем пара, поступающего в компрессор.

Коэффициент подачи компрессора. В соответствии с рекомендациями, изложенными в работе [47], объемный коэффициент, учитывающий влияние мертвого пространства,

$$\lambda_c = 1 - c\left[(p/p_0)^{1/n_p} - 1\right] = = 1 - 0{,}02\left[(0{,}9577/0{,}2614)^{1/1{,}1} - 1\right] = 0{,}949,$$

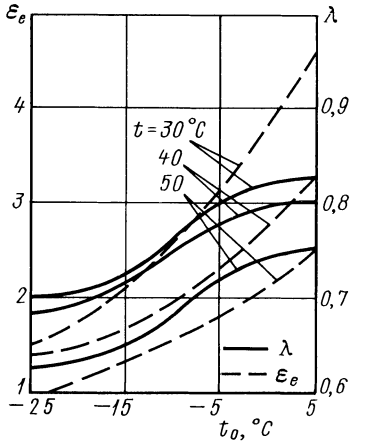


Рис. 2.31. Зависимость λ и ε_e от температуры кипения t_0 и конденсации t для ротационных компрессоров с катящимся ротором

где $c = 0{,}02$ — относительное мертвое пространство; $n_p = 1{,}1$ — показатель политропы обратного расширения.

Коэффициент дросселирования $\lambda_{др} = 1$.

Коэффициент подогрева $\lambda_w = AT - B(T_{вс} - T_0) = 2{,}98 \cdot 10^{-3} \times \times 313 - 3{,}25 \cdot 10^{-3}$ (283 — 268) = = 0,884, где $A = 2{,}98 \cdot 10^{-3}$, $B = 3{,}25 \cdot 10^{-3}$ при работе на *R*12; $A = 2{,}57 \cdot 10^{-3}$, $B = 1{,}06 \cdot 10^{-3}$ при работе на *R*22; $A = 2{,}75 \cdot 10^{-3}$, $B = 1{,}8 \cdot 10^{-3}$ при работе на *R*502; T, $T_{вс}$ и T_0 — абсолютные температуры конденсации, всасывания и кипения рабочего вещества по условиям цикла.

Коэффициент плотности компрессора составляет 0,82—0,92 при $n = 50$ с$^{-1}$ и 0,75—0,88 при $n = 25$ с$^{-1}$. Принимается $\lambda_{пл} = 0{,}85$. Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_c \lambda_{др} \lambda_w \lambda_{пл} = 0{,}949 \cdot 1 \cdot 0{,}884 \cdot 0{,}85 = 0{,}713.$$

В соответствии с экспериментальными данными рижского завода «Компрессор» (рис. 2.31) коэффициент подачи при $t =$ = 40 °С и $t_0 =$ —5 °С составляет $\lambda = 0{,}78$. В дальнейших расчетах принимается $\lambda = 0{,}75$.

Максимальный объем рабочей полости цилиндра

$$W_т = \frac{Q_0}{\lambda q_v n} = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{0{,}75 \cdot 1724{,}3 \cdot 24} = 0{,}0096657 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

где $n = 24$ с$^{-1}$ — частота вращения вала компрессора ($n =$ = 1440 об/мин).

Действительная (объемная) производительность компрессора

$$V_д = W_т \lambda n = 0{,}0096657 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}75 \cdot 24 = 0{,}1739836 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Основные геометрические размеры компрессора. Радиус ротора

$$R_р = \sqrt[3]{\frac{V_д}{2\lambda \pi n k_р \psi_р (2 + \psi_р)}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{0{,}1739823 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0{,}75 \cdot 3{,}14 \cdot 24 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}15 (2 + 0{,}15)}} = 0{,}0212123 \text{ м},$$

где $k_р = 0{,}5$ — относительная высота ротора; $\psi_р = 0{,}15$ — относительный эксцентриситет. Принимается $R_р = 0{,}02$ м.

Эксцентриситет $e = \psi_p R_p = 0{,}15 \cdot 0{,}02 = 0{,}003$ м. Толщина лопасти $b = 2e = 2 \cdot 0{,}003 = 0{,}006$ м. С учетом принятых значений R_p, e и ψ_p уточненная относительная высота ротора

$$k_p = \frac{W_т}{2\pi\psi_p (2 + \psi_p) R_p^3} = \frac{0{,}0096657 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}15 (2 + 0{,}15) 0{,}02^3} = 0{,}592475.$$

Высота цилиндра $H = 2k_p R_p = 2 \cdot 0{,}5925 \cdot 0{,}02 = 0{,}023699$ м. Принимается $H = 0{,}024$ м.

Объемная производительность компрессора при принятых геометрических размерах

$$V_д = \lambda\pi H (R_ц^2 - R_p^2) n = \lambda\pi H [(R_p + e)^2 - R_p^2] n =$$
$$= 0{,}75 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}024 [(0{,}02 + 0{,}003)^2 - 0{,}02^2] 24 =$$
$$= 0{,}17498592 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Ошибка по сравнению с тепловым расчетом компрессора составляет

$$\frac{0{,}17498592 - 0{,}1739836}{0{,}17498592} 100 = 0{,}05 \ \%,$$

что допустимо.

Пример 2. Для условий предыдущего примера определить основные геометрические размеры ротационного пластинчатого компрессора холодопроизводительностью $Q_0 = 25$ кВт.

Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = 1 - a\frac{p}{p_0} = 1 - 0{,}1\frac{0{,}9577}{0{,}2614} = 1 - 0{,}366 = 0{,}634.$$

Согласно графику на рис. 5.73, приведенном в работе [47], при $\pi_н = 3{,}66$ $\lambda = 0{,}57$. Принимается $\lambda = 0{,}6$.

Действительная (объемная) производительность компрессора

$$V_д = Q_0/q_v = 25/1724{,}3 = 0{,}0145 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принятые конструктивные соотношения между основными геометрическими размерами компрессора. Относительный эксцентриситет $\bar{e} = e/R_ц = 0{,}1$. Отношение ширины (высоты) пластины к эксцентриситету $h/e = 4$.

Основные геометрические размеры компрессора. Исходя из допустимой средней окружной скорости скольжения пластины по цилиндру $u_{ср}$ радиус цилиндра может быть определен по уравнению (5.144), представленному в работе [47]:

$$R_ц = \frac{u_{ср}}{\pi n (2 + \bar{e})} = \frac{9}{3{,}14 \cdot 24 (2 + 0{,}1)} = 0{,}0568698 \text{ м},$$

где $u_{ср} = 9$ м/с; $n = 24$ с$^{-1}$. Принимается $R_ц = 0{,}055$ м, тогда

$$u_{ср} = \pi R_ц n (2 + \bar{e}) = 3{,}14 \cdot 0{,}055 \cdot 24 (2 + 0{,}1) = 8{,}7 \text{ м/с}.$$

Оптимальное число пластин

$$z_{\text{опт}} = \pi \sqrt{\frac{R_{\text{ц}}}{3\delta}(1+2\bar{e})} = 3{,}14 \sqrt{\frac{0{,}055}{3 \cdot 0{,}002}(1+2 \cdot 0{,}1)} = 10{,}41,$$

где $\delta = 0{,}002$ м — толщина стальных пластин. Принимается $z = 10$.

Эксцентриситет $e = \bar{e}R_{\text{ц}} = 0{,}1 \cdot 0{,}055 = 0{,}0055$ м.

Радиус ротора $r = R_{\text{ц}} - e = 0{,}055 - 0{,}0055 = 0{,}0495$ м.

Согласно уравнению (5.144) в работе [46] относительная длина цилиндра (без учета толщины пластин)

$$\bar{l} = \frac{\pi(2+\bar{e})V_{\text{д}}}{C\lambda\bar{e}R_{\text{ц}}^2 u_{\text{ср}}} = \frac{3{,}14\,(2+0{,}1)\,0{,}0145}{12{,}4 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}055^2 \cdot 8{,}7} = 4{,}8831385,$$

где $C = 12{,}4$ при $z = 10$, отсюда $l = \bar{l}R_{\text{ц}} = 4{,}8831385 \cdot 0{,}055 = 0{,}268$ м.

С учетом толщины пластин длина цилиндра может быть определена по уравнению

$$l = \frac{V_{\text{д}}}{\lambda R_{\text{ц}} e n \left[4\pi - \frac{\pi^3}{3}\left(1+\frac{2e}{R_{\text{ц}}}\right)\frac{1}{z^2} - 2\delta\frac{z}{R_{\text{ц}}}\right]} =$$

$$= \frac{0{,}0145}{0{,}6 \cdot 0{,}055 \cdot 0{,}0055 \cdot 24 \left[4 \cdot 3{,}14 - \frac{3{,}14^3}{3}\left(1+\frac{2 \cdot 0{,}0055}{0{,}055}\right)\frac{1}{10^2} - 2\frac{0{,}002 \cdot 10}{0{,}055}\right]} = 0{,}2843 \text{ м}.$$

Принимается $l = 0{,}285$ м, тогда $\bar{l} = l/R_{\text{ц}} = 5{,}182$. При проектировании компрессора следует принимать именно эту величину l.

Ширина (высота) пластины $h = 4e = 4 \cdot 0{,}0055 = 0{,}022$ м.

Угол сжатия по уравнению (5.140), приведенному в работе [47],

$$\varphi_{\text{сж}} = \arccos(2/\varepsilon_{\text{г}} - 1) = \arccos(2/3 - 1) =$$
$$= \arccos(-0{,}333) = 109^\circ 30',$$

где геометрическая степень сжатия $\varepsilon_{\text{г}}$ определена из условия

$$\varepsilon_{\text{г}} < \pi_{\text{н}}^{1/n_{\text{сж}}} = \left(\frac{0{,}9577}{0{,}2614}\right)^{1/1{,}15} = 3{,}093$$

и принята $\varepsilon_{\text{г}} = 3$. Средний условный показатель политропы сжатия принят равным $n_{\text{сж}} = 1{,}15$.

2.7. ТЕПЛОВЫЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Пример 1. Расчет холодильного винтового маслозаполненного компрессора для холодильной машины с регенеративным теплообменником.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт	250
Температура, К:	
кипения T_0	233
конденсации $T_к$	303
Рабочее вещество	*R*22
Масло	ХС-40

Тепловой расчет. Согласно известным из теории холодильных ВМК рекомендациям [46, 47], примем температуру перегрева рабочего вещества (рабочей смеси хладон — масло) $\Delta t_п = 35$ °С. Тогда температура рабочего вещества на всасывании в компрессор (и на выходе из теплообменника) $T_1 = 268$ К. Температура пара, выходящего из испарителя, $T_0 = 233$ К (рис. 2.32).

Пренебрегая тепловыми потерями в теплообменнике, из условия равенства разности энтальпий $i_1 - i_а = i_з - i_4$ найдем энтальпию в точке *4*: $i_4 = i_з - (i_1 - i_а) = 871{,}3 - (1044 - 1021{,}5) = 848{,}8$ кДж/кг.

Параметры рабочего вещества в узловых точках теоретического цикла для заданных выше условий приведены в табл. 2.15 (рекомендуется заполнять и нижнюю строку таблицы, т. е. для v, так как содержащиеся в ней данные понадобятся при последующих расчетах).

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = i_а - i_5 = 1021{,}5 - 848{,}8 = 172{,}7$ кДж/кг. Масса рабочего вещества, циркулирующего в холодильной машине, $G_а = Q_0/q_0 = 250/172{,}7 = 1{,}45$ кг/с.

Действительная объемная производительность компрессора $V_д = G_а v_1 = 1{,}45 \cdot 0{,}24 = 0{,}348$ м³/с.

Теоретическая объемная производительность компрессора $V_т = V_д/\lambda = 0{,}348/0{,}78 = 0{,}464$ м³/с, где коэффициент подачи ВМК $\lambda = 0{,}78$ находим по рис. 2.33 для принятой марки впрыскиваемого масла; $\varepsilon_т = 5$ и $\pi_н = p_к/p_0 \approx 1{,}191/0{,}105 = 11{,}34$. Удельная изоэнтропная работа сжатия 1 кг рабочего вещества $l_s = i_2 - i_1 = 1117 - 1044 = 73$ кДж/кг. Изоэнтропная мощность компрессора $N_s = G_а l_s = 1{,}45 \cdot 73 = 105{,}85$ кВт. Эффективная мощность компрессора

$$N_e = \frac{N_s}{\eta_e} = \frac{G_а (i_з - i_1)}{\eta_e} = \frac{105{,}85}{0{,}63} = 168 \text{ кВт},$$

где эффективный КПД ВМК находят по рис. 2.34. По эффективной мощности, потребляе-

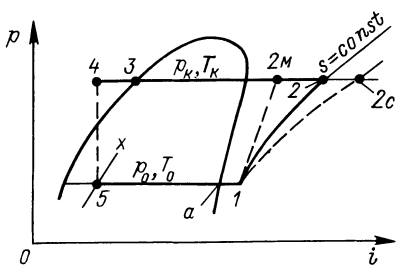


Рис. 2.32. Теоретический цикл одноступенчатой паровой холодильной машины с винтовым маслозаполненным компрессором

Таблица 2.15. Параметры узловых точек

Параметр	Узловые точки						
	а	*1*	*2*	*2м*	*3*	*4*	*5*
p, МПа	0,1054	0,1054	1,1905	1,1905	1,1905	1,1905	0,1054
T, К	233	268	387,4	355	303	284	233
i, кДж/кг	1021,5	1044	1117	1091	871,3	848,8	848,8
v, м³/кг	0,205	0,24	0,0285	0,026	—	—	0,052

мой компрессором, с учетом запаса 5—10 % подбирают двигатель. Для этого необходимо определить режим, при котором компрессор имеет максимальную мощность, что, однако, мы здесь опустим.

Зависимость эффективного КПД η_e для аммиачных ВМК от внешней степени повышения давления $\pi_н$ при различных $\varepsilon_г$ представлена на рис. 2.35.

Индикаторная мощность компрессора $N_i = N_e\eta_м = 168 \times \times 0{,}89 = 149{,}5$ кВт, где механический КПД $\eta_м = 0{,}89$ определяют по графику на рис. 2.36. Индикаторный КПД компрессора $\eta_i = N_s/N_i = 105{,}85/149{,}5 \approx 0{,}71$.

Теоретический холодильный коэффициент $\varepsilon_т = q_0/l_s = 172{,}7/73 = 2{,}36$. Действительный холодильный коэффициент $\varepsilon_e = Q_0/N_e = 250/168 = 1{,}49$.

Расход масла, впрыскиваемого в ВМК, зависит кроме прочих величин (см. ниже) также от схемы масляной системы компрессора [46, 47]. Примем схему, согласно которой масло, подаваемое

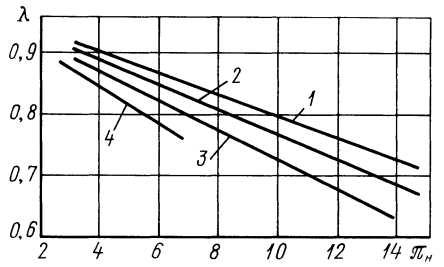


Рис. 2.33. Зависимость коэффициента подачи λ ВМК от внешней степени повышения давления $\pi_н$ [47]. Профиль зубьев асимметричный:
1 — $D_1 = 200$ мм, $u_1 = 31$ м/с, $t_к = 30$ °С, $\varepsilon_г = 5$, *R22*, масло ХС-40; *2* — то же, масло ХА-30; *3* — то же, но $\varepsilon_г = 4$; масло ХА-30; *4* — бессальниковый компрессор: $u_1 = 25$ м/с, $t_к = 40$ °С, $\varepsilon_г = 2{,}6$, *R22*, масло ХС-40

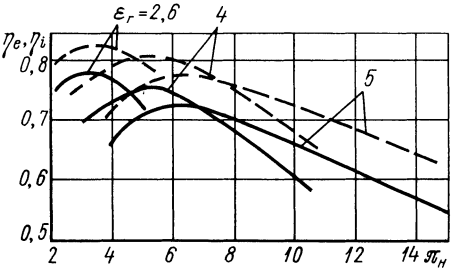


Рис. 2.34. Зависимость эффективного η_e и внутреннего η_i КПД для хладоновых ВМК от внешней степени повышения давления при различных геометрических степенях сжатия $\varepsilon_г$

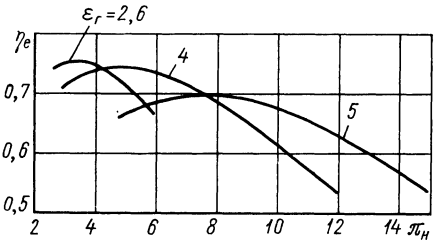


Рис. 2.35. Зависимость эффективного КПД η_e для аммиачных ВМК от внешней степени повышения давления $\pi_н$ при различных $\varepsilon_г$

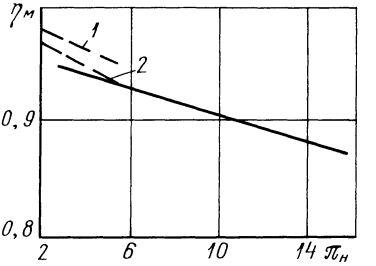


Рис. 2.36. Зависимость механического КПД $\eta_м$ от $\pi_н$. Окружные скорости для ВМК и ВКС различные, близкие к оптимальным:

——— для ВМК; — — — для ВКС; *1* — для крупных машин; *2* — для малых машин

на узлы механического трения (подшипники, зубчатые колеса) со стороны всасывания, не попадает затем в компрессор, а идет на слив. Тогда впрыскиваемое в компрессор масло должно отвести такое количество теплоты, которое обеспечило бы заданное (или принятое) повышение температуры $\Delta t_м$ рабочей смеси (холодильного агента и масла). Одновременно масло выполняет в ВМК и другие функции — уплотняющие и смазывающие. В этом случае объемный расход масла $V_м$, м³/с, на впрыск составит

$$V_м = Q_м/(\Delta t_м C_м \rho_м), \qquad (2.1)$$

где $\rho_м = 0{,}83 \cdot 10^3$ кг/м³ — средняя плотность масла; $C_м = 2{,}18$ кДж/(кг·К) — теплоемкость масла; $\Delta t_м$ — разность температур масла, выходящего из компрессора и поступающего в него (на впрыск).

Оптимальная температура масла на входе в компрессор обычно находится в интервале 30—40 °С. Повышение температуры масла в компрессоре принимается $\Delta t_м = 20 \div 40$ °С. Количество теплоты $Q_м$, отводимой маслом от рабочего вещества, может быть определено следующим образом:

$$Q_м = G_а (i_{2с} - i_{2м}) = 1{,}45\,(1146{,}8 - 1091) = 80{,}9 \text{ кДж/с},$$

где

$$i_{2с} = i_1 + \frac{i_2 - i_1}{\eta_i} = 1044 + \frac{1117 - 1044}{0{,}71} = 1146{,}8 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпию рабочего вещества после сжатия в ВМК можно найти по диаграмме i-p — по положению точки *2м* (рис. 2.32), которое для данных условий ВМК принимаем в пределах 333—363 К (60—90 °С). Приняв температуру в точке *2м* цикла равной 355 К, получим $i_{2м} = 1091$ кДж/кг (см. рис. 2.32 и 2.46).

Итак, согласно формуле (2.1) имеем $V_м = 80{,}9/(20 \cdot 2{,}18 \times \times 0{,}83 \cdot 10^3) = 0{,}002236$ м³/с $= 2{,}24$ л/с. Результат вычислений

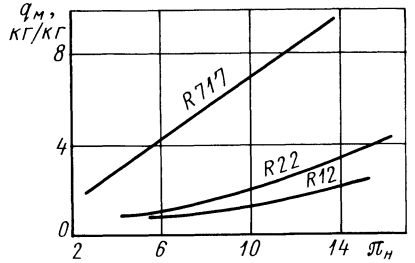


Рис. 2.37. Зависимость относительного массового расхода $q_м$ масла ХА-30 от $\pi_н$

следует увеличить на 5—10 %. Затем необходимо проверить относительный массовый расход масла, подаваемого на впрыск: $q_м = G_м/G_а = V_м\rho_м/G_а = 1{,}08 \times \times 2{,}24 \cdot 0{,}83/1{,}45 \approx 1{,}4$ кг/кг. Полученный результат близок к рекомендуемому значению относительного (кг масла/кг холодильного агента) массового расхода, которое определяется по экспериментальным кривым на рис. 2.37.

Количество отводимой маслом теплоты $Q_м$ также можно рассчитать из уравнения баланса энергии компрессора [47].

В том случае, когда масло из подшипников и уплотнений (на стороне всасывания) поступает во всасывающие полости компрессора и оказывает влияние на его рабочие процессы, количество теплоты $Q_м$ определяется следующим образом:

$$Q_м = [N_e - G_а(i_{2м} - i_1)]/(1 + \alpha), \qquad (2.2)$$

где α — коэффициент, учитывающий отвод теплоты от компрессора во внешнюю среду. По некоторым оценкам [19] $\alpha \approx 0{,}04 \div \div 0{,}08$. Тогда $Q_м = [168 - 1{,}45\,(1091 - 1044)]/(1 + 0{,}06) = = 94{,}2$ кВт. Найденное по формуле (2.2) количество теплоты включает теплоту, отводимую от рабочего вещества для обеспечения рабочего процесса с конечными точками *1—2м* (см. рис. 2.46), а также теплоту механических потерь.

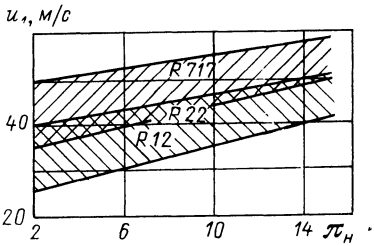
Объемный расход масла, подаваемого на впрыск, $V_м = = Q_м/(\Delta t_м C_м \rho_м) = 94{,}2/(20 \cdot 2{,}18 \cdot 0{,}83 \cdot 10^3) = 0{,}0026$ м³/с $= 2{,}6$ л/с.

Массовый расход масла (с учетом запаса) $G_м = 1{,}05 V_м \rho_м = = 1{,}05 \cdot 2{,}6 \cdot 0{,}83 = 2{,}27$ кг/с; $q_м = G_м/G_а = 2{,}27/1{,}45 = 1{,}56$ кг/кг, что близко к полученному ранее результату.

Общий расход масла, циркулирующего в ВМК, включает, кроме найденного, также масло, подаваемое в подшипники, уплотнения, разгрузочные устройства и на другие возможные нужды компрессора.

Конструктивный расчет. В такой расчет входит определение основных размеров рабочей части компрессора. Определяющим размером рабочей части винтового компрессора является внешний диаметр винта D_1. Его предварительное значение находим по формуле (5.95) работы [47], задавшись сначала значениями коэффициентов, входящих в указанную выше формулу, и типом профиля. В нашем случае примем $K_и \approx 0{,}97$, $K_l = 1$, $K_f = 0{,}1184$ для эллиптического профиля зубьев. Этот тип профиля выбран потому, что рассчитываемый ВМК имеет большой диапазон изменения рабочих температур, а следовательно, и давлений. Кроме

Рис. 2.38. Зависимость окружной скорости u_1 на внешней окружности ВЩ винта ВМК от $\pi_н$ для различных холодильных агентов. Масло ХА-30



того, при необходимости можно осуществить привод за ведомый (ВМ) винт.

Предварительное значение внешнего диаметра винтов

$$D_1 = \sqrt{\frac{\pi V_д}{K_и K_l K_f z_1 u_1 \lambda}} = \sqrt{\frac{\pi V_т}{K_и K_l K_f z_1 u_1}} =$$

$$= \sqrt{\frac{3{,}14 \cdot 0{,}464}{0{,}97 \cdot 1 \cdot 0{,}1184 \cdot 4 \cdot 40}} = 0{,}2816 \text{ м},$$

где $u_1 = 40$ м/с — окружная скорость на внешней окружности ВЩ винта, как это следует из рис. 2.38.

Выбираем ближайший размер винта из типоразмерного ряда: $D_1 = 250$ мм; $K_l = 1{,}35$. Тогда согласно табл. 2.16 действительный (полезный) объем парной полости $W_п = 2390$ см^3 = $= 2{,}39 \cdot 10^{-3}$ м^3. Следовательно, $V_т = W_п z_1 n_1 = 0{,}464$ м^3. Откуда $n_1 = 0{,}464/(2{,}39 \cdot 10^{-3} \cdot 4) = 48{,}535$ с$^{-1}$ = 2912 об/мин. Этот ответ показывает, что в качестве привода компрессора может быть использован электродвигатель с частотой вращения $n_1 = 2920 \div 2950$ об/мин.

Окружная скорость на внешней окружности винта $u_1 = \pi D_1 n_1 = \pi\, 0{,}25 \cdot 48{,}535 = 38{,}1$ м/с, что находится в пределах рекомендуемых значений (рис. 2.38).

Длина винта — нарезанной части ротора — $l_в = K_l D_1 = 1{,}35 \cdot 250 = 337{,}5$ мм. Принимаем $l_в = 338$ мм.

В данном случае могло быть и иное конструктивное решение. Выбрав по-прежнему $D_1 = 250$ мм, но $K_l = 1$, согласно табл. 2.16 получим: $W_п = 1770$ см^3; $V_т = W_п z_1 n_1$, откуда $n_1 = V_т/(W_п z_1) = 0{,}464 \cdot 10^3/(1{,}770 \cdot 4) = 65{,}54$ с$^{-1}$ = 3932 об/мин; $u_1 = \pi\, 0{,}25 \times 65{,}54 = 51{,}5$ м/с, что несколько превышает рекомендуемые значения скорости.

Если ориентироваться на электрический привод, то между двигателем и компрессором придется ставить мультипликатор, что усложнит машину и повысит ее стоимость. По этим причинам вариант с $K_l = 1$ отклоняется. Также не подходят и винты с $D_1 = 200$ мм, $K_l = 1{,}5$.

Основные размерные параметры винтов типоразмерного ряда можно найти из таблиц, приведенных в литературе [35, 46, 47], а также из табл. 2.16; 2.17.

Номинальные размеры основных параметров могут быть определены по формулам (5.71)—(5.77), представленным в работе [47].

Число зубьев (впадин) ведущего (ВЩ) и ведомого (ВМ) винтов $z_1 = 4$, $z_2 = 6$.

Таблица 2.16. **Некоторые данные типоразмерного ряда винтов с эллиптическим симметричным профилем зубьев (номинальные размеры)**

Параметр (см. рис. 2.39)	Внешний диаметр ВЩ винта D_1, мм ($D_2 = D_1$)											
	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630
$d_{1н}$, мм	32	40,32	51,2	64	80	102,4	128	160	201,6	256	320	403,2
$d_{2н}$, мм	48	60,48	76,8	96	120	153,6	192	240	302,4	384	480	604,8
A, мм	40	50,4	64	80	100	128	160	200	252	320	400	504
$d_{1вн} = d_{2вн}$, мм	30	37,8	48	60	75	96	120	150	189	240	300	378
a, мм	9	11,34	14,4	18	22,5	28,8	36	45	56,7	72	90	113,4
b, мм	8	10,08	12,8	16	20	25,6	32	40	50,4	64	80	100,8
r_0, мм	1	1,26	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	12,6
$f_{1п}$, см^2	1,73	2,74	4,42	6,9	10,78	17,67	27,61	43,14	68,49	110,45	173	274
$f_{2п}$, см^2	1,23	1,96	3,16	4,93	7,71	12,63	19,74	30,84	48,96	78,94	123	196
$W_п$ при $l_в$, см^3:												
$1{,}0D_1$	14,4	23	58	113	221	464	904	1770	3540	7 240	14 160	28 300
$1{,}35D_1$	19,5	38	78,3	153	300	627	1224	2390	4770	9 770	19 090	38 190
$1{,}5D_1$	21,3	42	87	168	332	696	1328	2593	5180	10 620	20 750	41 510

Примечания. Параметры: 1) $z_1 = 4$, $z_2 = 6$; 2) $\beta_н = 59° 10' 11{,}772''$ и $\tau_{1в} = 300°$ при $l_в = 1{,}0D_1$, $h_1 = 1{,}2D_1$; 3) $\beta_н = 51° 29' 17{,}208''$, $\tau_{1в} = 304$ и $337{,}8°$ при $l_в$ соответственно $1{,}35D_1$ и $1{,}5D_1$, $h_1 = 1{,}6D_1$.

Таблица 2.17. **Некоторые данные типоразмерного ряда винтов с асимметричным профилем зубьев СКБК (номинальные размеры)**

Параметр (см. рис. 2.40)	Внешний диаметр ВЩ винта D_1, мм ($D_a = D_1$)									
	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630
$d_{1н}$, мм	51,2	64	80	102,4	128	160	201,6	256	320	403,2
$d_{2н}$, мм	76,8	96	120	153,6	192	240	302,4	384	480	604,8
A, мм	64	80	100	128	160	200	252	320	400	504
$d_{1вн} = d_{2вн}$, мм	48	60	75	96	120	150	189	240	300	378
a, мм	14,4	18	22,5	28,8	36	45	56,7	72	90	113,4
r, мм	17,6	22	27,5	35,2	44	55	69,3	88	110	138,6
r_0, мм	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	12,6
$f_{1п}$, см^2	4,44	6,94	10,85	17,77	27,77	43,39	68,89	111,09	173,57	275,57
$f_{2п}$, см^2	3,18	4,97	7,76	12,12	19,88	31,06	49,31	79,51	124,23	197,23
$W_п$ при $l_в$, см^3:										
$0{,}9D_1$	54,2	106	207	434	848	1656	3313	6784	13 250	26 505
$1{,}0D_1$	58,6	114,4	223	468	915	1787	3575	7320	14 297	28 600
$1{,}35D_1$	79,1	154	301,8	632,8	1236	2414	4829	9688	19 312	38 612

Примечания. Параметры: 1) $z_1 = 4$, $z_2 = 6$; 2) $\beta_н = 59°\,10'\,11{,}772''$, $\tau_{1в} = 270$ и $300°$ при $l_в$ соответственно $0{,}9D_1$ и $1{,}0D_1$, $h_1 = 1{,}2D_1$; 3) $\beta_н = 51°\,29'\,17{,}208''$, $\tau_{1в} = 304°$ при $l_в = 1{,}35D_1$, $h_1 = 1{,}6D_1$.

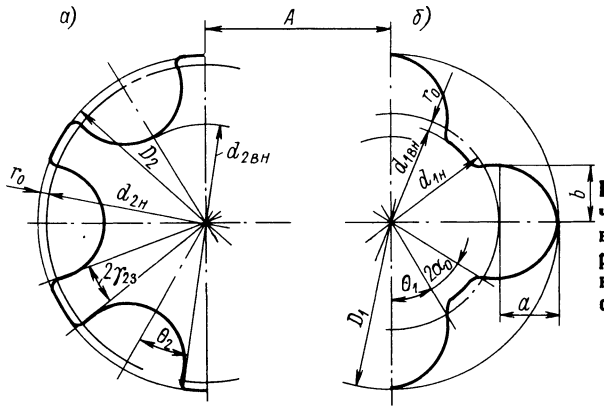


Рис. 2.39. Торцевые сечения ВМ (*а*) и ВЩ (*б*) винтов типоразмерного ряда с зубом симметричного эллиптического профиля

Передаточное число $i_{12} = z_2/z_1 = n_1/n_2 = 6/4 = 1{,}5$. Так как $n_1 = 2930$ об/мин, то $n_2 = 2930/1{,}5 = 1953{,}3$ об/мин.

Передаточное отношение $i_{21} = 1/i_{12} = 2/3$.

Межосевое расстояние, т. е. расстояние между осями ВЩ и ВМ винтов, согласно табл. 2.16 равно $A = 0{,}8D_1 = 0{,}8 \cdot 250 = 200$ мм.

Диаметры начальных окружностей ВЩ и ВМ винтов соответственно (рис. 2.39, 2.40)

$$d_{1н} = \frac{2A}{1 + i_{12}} = \frac{2 \cdot 200}{1 + 1{,}5} = 160 \text{ мм}, \quad d_{2н} = i_{12} d_{1н} = 1{,}5 \cdot 160 = 240 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин ВЩ и ВМ винтов $d_{1вн} = d_{2вн} = 0{,}6 \cdot 250 = 150$ мм.

Высота головки зуба ВЩ винта равна длине большой полуоси эллипса: $a = 0{,}18D_1 = 0{,}18 \cdot 250 = 45$ мм. Этому же значению равна номинальная высота ножки зуба ВМ винта.

Размер малой полуоси эллипса $b = 0{,}16D_1 = 0{,}16 \cdot 250 = 40$ мм.

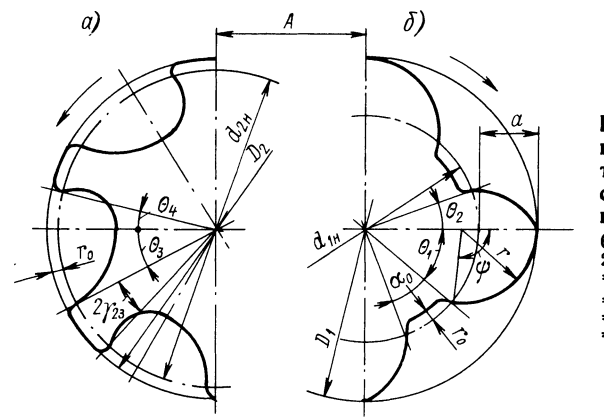


Рис. 2.40. Торцевые сечения ВМ (*а*) и ВЩ (*б*) винтов типоразмерного ряда с зубом асимметричного профиля:
$\theta_1 = 1{,}5\theta_3 = 42°\ 22'\ 2{,}28''$; $\theta_2 = 1{,}5\theta_4 = 19°\ 42'\ 49{,}104''$; $2\gamma_{23} = 18°\ 36'\ 46{,}08''$; $\alpha_0 = 27°\ 55'\ 08{,}616''$; $\psi = 101°\ 25'\ 22{,}8''$

Высота ножки (головки) зуба ведущего (ведомого) винта $r_0 = 0{,}02D_1 = 0{,}02 \cdot 250 = 5$ мм.

Центральные углы ведущего винта (рис. 2.39) $\theta_1 = 29^\circ\,03'\,45{,}8385''$; $2\alpha_0 = 31^\circ\,52'\,28{,}323''$. Для приближенных вычислений $\theta_1 \approx 29{,}06^\circ$; $2\alpha_0 \approx 31{,}875^\circ$. Центральные углы ведомого винта $\theta_2 = 19^\circ\,22'\,30{,}559''$, $2\gamma_{2в} = 21^\circ\,14'\,58{,}882''$; для приближенных вычислений $\theta_2 \approx 19{,}37^\circ$, $2\gamma_{2в} \approx 21{,}25^\circ$.

Ход винтовой линии — расстояние по образующей между двумя одноименными точками одной и той же винтовой линии на ведущем винте при указанном значении $\beta_н$ согласно табл. 2.16 ($K_l = 1{,}35$) $h_1 = 1{,}6D_1 = 1{,}6 \cdot 250 = 400$ мм. Ход винтовой линии ВМ винта $h_2 = i_{12}h_1 = 1{,}5 \cdot 400 = 600$ мм. Ход винтовых линий на цилиндре любого диаметра одного и того же винта является величиной постоянной.

Угол наклона * винтовой линии на начальных цилиндрах винтов — угол между образующей цилиндра диаметром $d_{1н}$ ($d_{2н}$) и касательной к винтовой линии на этом же диаметре:

$$\beta_н = \operatorname{arctg}\frac{\pi d_{1н}}{h_1} = \operatorname{arctg}\frac{\pi d_{2н}}{h_2} = \operatorname{arctg}\frac{\pi 160}{40} = 51°29'17{,}208''.$$

Угол закрутки ВЩ винта по формуле (5.73) в работе [47] $\tau_{1з} = 2\pi l_в/h_1 = 360 \cdot 338/400 = 304{,}2^\circ \approx 304^\circ$. Угол закрутки ВМ винта $\tau_{2з} = i_{21}\tau_{1з} = {}^2/_3 304{,}2 = 202{,}8^\circ \approx 203^\circ$. Предельный угол закрутки (см. § 5.2 в работе [47])

$$\tau_{1пр} = 2\pi\frac{z_1 - 1}{z_1} - 2\alpha_{01} = 360 \cdot 3/4 - 2 \cdot 25{,}1 = 219{,}8 \approx 220^\circ,$$

где $\alpha_{01} = i_{12}(\beta_{02} - \theta_2)$ — угол начала сжатия, заключенный между линией центров O_1O_2 (рис. 2.41) и лучом, проведенным через вершину зуба ВЩ винта и центр O_1 в положении начала сжатия (точнее, заполнения зубом полости) газа в парной полости; β_{02} — угол между линией центров и лучом, проведенным через центр ВМ винта O_2 и точку H' пересечения начальной окружности ВМ винта и внешней окружностью ВЩ (рис. 2.41, *б*). Согласно теореме косинусов из треугольника O_1O_2H' имеем

$$\beta_{02} = \arccos\frac{A^2 + r_{2н}^2 - 0{,}25D_1^2}{2Ar_{2н}} =$$

$$= \arccos\frac{0{,}2^2 + 0{,}12^2 - 0{,}25 \cdot 0{,}25^2}{2 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}12} = 36{,}12 \approx 36^\circ,$$

$$\alpha_{01} = 1{,}5\,(36{,}12 - 19{,}375) \approx 25{,}12 \approx 25^\circ.$$

Итак, следует иметь в виду, что $\tau_{1з} \geqslant \tau_{1пр}$.

---

* Такая точность значения угла $\beta_н$, а также центральных углов профиля θ_2, α_0, $\gamma_{2в}$ и других необходима для расчета режущего и мерительного инструментов и настройки станка при изготовлении винтов.

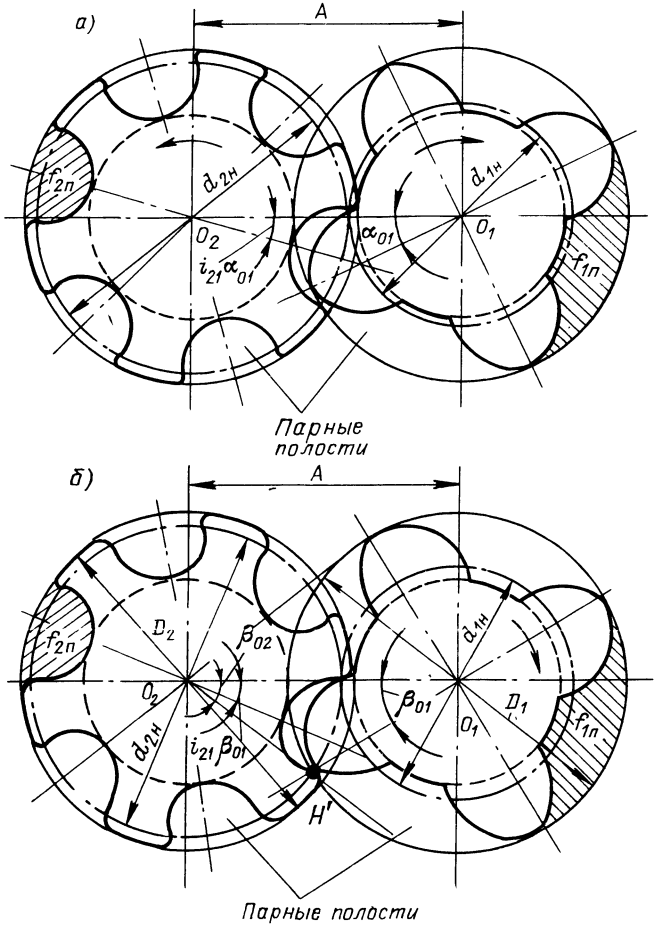


Рис. 2.41. Положение зубьев винтов в момент начала сжатия пара в парных полостях (вид на торец всасывания): *а* — зубья с симметричным эллиптическим профилем; *б* — зубья с асимметричным профилем

Здесь уместно заметить, что значения углов, не используемых при определении размеров винтов и их элементов (а следовательно, и зазоров), необходимо округлять с точностью до 0,5°.

Перейдем к определению центральных углов окон всасывания. Согласно формуле (5.78) в работе [47] при $\tau_{1з} \geqslant \tau_{1пр}$ угол окна всасывания ВЩ винта $\alpha_{1в} = 0{,}5\tau_{1з} + \pi\,(z_1 - 1)/z_1 = 0{,}5 \times \times 304 + 180\,(4 - 1)/4 = 287°$ (рис. 2.42). Это значение $\alpha_{1в}$ можно принять, как показали результаты исследований [47], без корректировки, особенно имея в виду малые торцевые зазоры между винтами и корпусом на стороне всасывания.

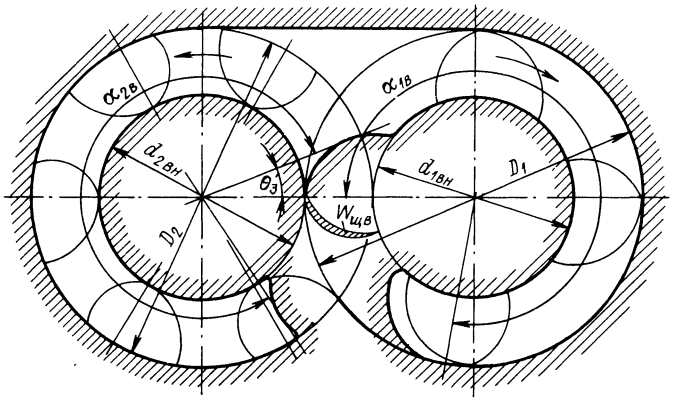


Рис. 2.42. Окна всасывания. Положение зубьев винтов в момент начала всасывания:
$W_{щв}$ — защемленный объем на всасывании

Центральный угол окна всасывания ВМ винта согласно формуле (5.81) работы [47] $\alpha_{2в} = \alpha'_{2в} + \Delta\alpha_{2в}$, где $\alpha'_{2в} = i_{21}\,[0{,}5\tau_{1з} + \pi\,(z_1 + 1)/z_1] - (\theta_3 + \theta_4) + 2\gamma_{2з} = 2/3\,(0{,}5 \cdot 304 + 180 \cdot 5/4) - 2 \cdot 19{,}375 + 21{,}25 \approx 234°$; $\Delta\alpha_{2в}$ — угол перекрытия, обусловленный газодинамическим наддувом.

Согласно формуле (5.79) работы [47]

$$\Delta\alpha_{2в} \approx \frac{2\pi l_{2ц} n_2}{a_1 - C_{а.\,ср}},$$

где $n_2 = i_{21} n_1 = (2/3)\,48{,}535 = 32{,}35$ с$^{-1}$; $l_{2ц} = l_в/\cos\beta_{2ср}$; $\beta_{2ср} = \operatorname{arctg}[(d_{2ср}/d_{2н})\operatorname{tg}\beta_н]$; $d_{2н} = 0{,}5\,(D_2 + d_{2вн}) = 0{,}5\,(0{,}25 + 0{,}15) = 0{,}2$ м; $\beta_{2ср} = \operatorname{arctg}(0{,}2/0{,}24)\,1{,}256 = 46{,}3°$; $\cos\beta_{2ср} = 0{,}69$; $l_{2ц} = 0{,}338/0{,}69 = 0{,}49$ м.

Пренебрегая влиянием масла, содержащегося в перегретом паре холодильного агента, местную скорость звука можно найти по формуле

$$a_1 \approx \sqrt{kp_1v_1} = \sqrt{1{,}1105 \cdot 10^3 \cdot 0{,}24} = 166 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1},$$

где $k = 1{,}1$ — показатель изоэнтропы.

Средняя скорость движения пара в полости винта в период ее заполнения $C_{а.\,ср} \approx 2\pi l_в n_2 \lambda/\alpha'_{2в} = 360 \cdot 0{,}338 \cdot 32{,}35 \cdot 0{,}75/234 = 12{,}6$ м/с.

Угол перекрытия

$$\Delta\alpha_{2в} = \frac{360 \cdot 0{,}49 \cdot 32{,}35}{166 - 12{,}6} = 37{,}3°.$$

Таким образом, угол окна всасывания ведомого винта согласно формуле (5.81) работы [47] составит $\alpha_{2в} = 233{,}8 + 37{,}3 \approx 271°$. Это значение угла всасывания меньше предельного $[\alpha_{2в}]_{пр} = 2\pi\,(z_2 - 1)/z_2 = 360 \cdot 5/6 = 300°$.

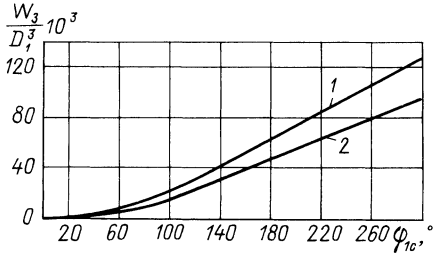


Рис. 2.43. Изменение заполненного объема парной полости в зависимости от угла поворота ВЩ винта $W_з = f(\varphi_{1c})$ (от начала заполнения объема полости):

1 — $h_1 = 1{,}6D_1$, $\beta_{1I} \approx 51{,}5°$, $K_l = 1{,}35$; $1{,}5$; *2* — $h_1 = 1{,}2D_1$, $\beta_н \approx 59{,}2°$, $K_l = 0{,}9$; $1{,}0$

Для расчета окна нагнетания необходимо сначала определить угол сжатия φ_{1c}. Согласно формуле (5.83) работы [47] $W_з = W_0 - W_п/\varepsilon_г = l_в(f_{1п} + f_{2п}) - W_п/\varepsilon_г = 33{,}8\,(43{,}14 + 30{,}84) - 2390/5 = 2022{,}5$ см^3, $(W_з/D_1^3)\,10^3 = (2022{,}5/25^3)10^3 = 129{,}4$. По графику $\varphi_{1c} = f\,[(W_з/D_1^3)\,10^3]$ (рис. 2.43) находим $\varphi_{1c} \approx 300°$. Поскольку $\varepsilon_г = 5$ при $\tau_{1з} = 304°$, то цилиндрической части окна нагнетания не будет.

Угол окна нагнетания ВЩ винта (рис. 2.44) $\alpha_{1н} = \tau_{1з} - \varphi_{1c} + \alpha_{01} = 304 - 300 + 25{,}1 = 29{,}1°$.

Для ВМ винта $\alpha_{2н} = i_{21}\alpha_{1н} + \theta_2 + 2\gamma_{2з} = 29{,}1/1{,}5 + 19{,}37 + 21{,}25 = 60°$.

Таким образом, площадь сечения окна нагнетания только в торцевой плоскости составит $F_т = 0{,}0014D_1^2\,(\alpha_{1н} + \alpha_{2н} - 23) = 0{,}0014 \cdot 25^2\,(29{,}1 + 60 - 23) = 57{,}84$ см^2.

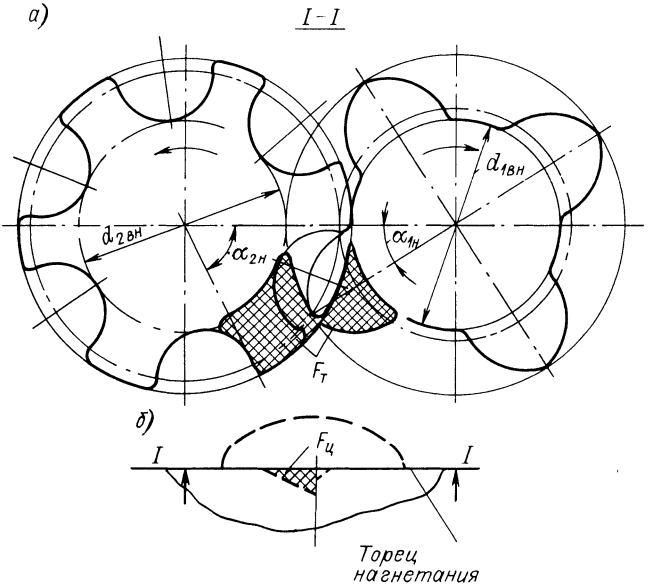


Рис. 2.44. Окно нагнетания: *а* — проекция на торцевую плоскость (пл. $F_т$); *б* — проекция на горизонтальную плоскость (пл. $F_п$)

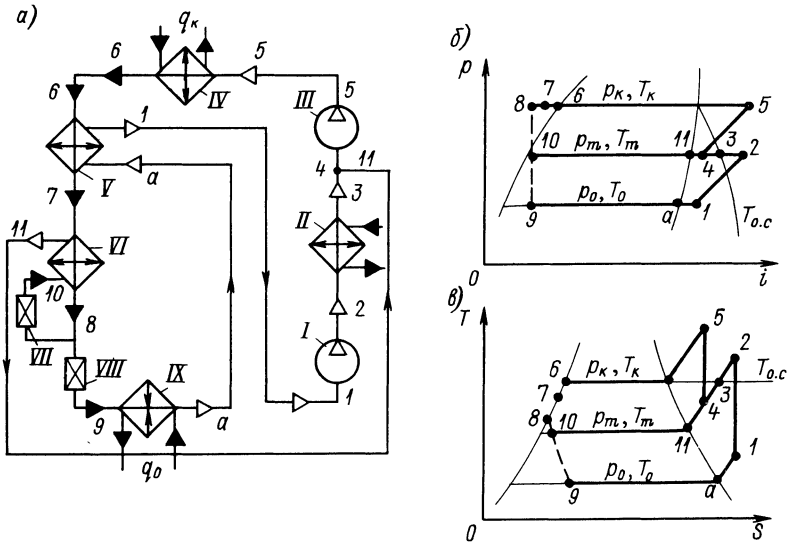


Рис. 2.45. Теоретические циклы (*б*, *в*) и схема (*а*) двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками:

I — ВМК ступени I; *II* — промежуточный холодильник; *III* — ВМК ступени II; *IV* — конденсатор; *V* — парожидкостный теплообменник; *VI* — жидкостный теплообменник; *VII* — вспомогательный дроссельный вентиль; *VIII* — основной дроссельный вентиль; *IX* — испаритель

Форма окна нагнетания показана на рис. 2.44. Цилиндрическая часть окна в данном случае отсутствует, что объясняется высоким значением геометрической степени сжатия ($\varepsilon_г = 5$).

Пример 2. Тепловой расчет двухступенчатого холодильного винтового маслозаполненного компрессора для двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками по условиям примера 1 (рис. 2.45). Узловые точки *a* и *1* у них общие (см. рис. 2.46)

Промежуточное давление

$$p_m \approx \sqrt{p_0 p_к} = \sqrt{0{,}1054 \cdot 1{,}1905} = 0{,}354 \text{ МПа},$$

чему соответствует температура $T_m = 262{,}9$ К. Впишем теоретический цикл холодильной машины в диаграмму *i-p* (рис. 2.46).

Принимая недорекуперацию на холодном конце жидкостного теплообменника равной 5 °С, найдем температуру в точке *8*: $T_8 = T_m + 5 = 262{,}9 + 5 = 267{,}9$ К. В этой точке энтальпия $i_8 = 829$ кДж/кг. В точке *9* энтальпия $i_9 = i_8$.

Массовый расход рабочего вещества ступени I (низкого давления) ВМК $G_a^{I} = Q_0/(i_a - i_9) = 250/(1021{,}5 - 829) = 1{,}299$ кг/с.

Расход рабочего вещества G_a^{II} через ступень II (высокого давления) компрессора найдем из теплового баланса системы *, состоя-

* См. также в работе [47] формулы (4.77) и (4.80).

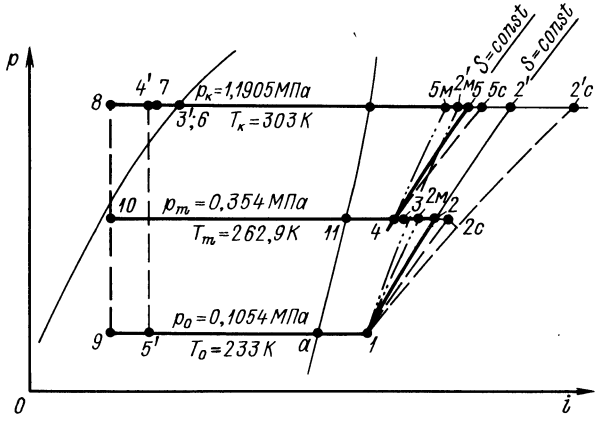


Рис. 2.46. Теоретические циклы холодильных машин (совмещены по данным примеров 1 и 2)

Цикл *1—2'—3'—4'—5'—1* одноступенчатой машины (точки *2'с* и *2'м* — см. пример 1); цикл *1—2—4—5—6—7—8—9—10—1* двухступенчатой машины (точки *2с* и *2м*, *5с* и *5м* — см. пример 2)

щей из парожидкостного *V* (рис. 2.45) и жидкостного *VI* теплообменников и вспомогательного дроссельного вентиля *VII*:

$$G_а^{I} i_а + G_а^{II} i_6 = G_а^{I} i_1 + G_а^{I} i_8 + (G_а^{II} - G_а^{I})\, i_{11},$$

откуда

$$G_а^{II} = G_а^{I} \frac{(i_{11} - i_8) - (i_1 - i_а)}{i_{11} - i_6} =$$

$$= 1{,}299 \frac{(1033{,}9 - 829) - (1044 - 1021{,}5)}{1033{,}9 - 871{,}3} = 1{,}457 \text{ кг/с}.$$

Из теплового баланса парожидкостного теплообменника *V* находим состояние рабочего вещества в точке *7*: $G_а^{I}(i_1 - i_а) = G_а^{II}(i_6 - i_7)$, откуда $i_7 = i_6 - (i_1 - i_а) G_а^{I}/G_а^{II} = 871{,}3 - (1044 - 1021{,}5)\ 1{,}299/1{,}457 = 851{,}24$ кДж/кг.

Состояние рабочего вещества на всасывании в компрессор высокого давления (точка *4* цикла) определяется из решения уравнения смешения пара состояния в точках *3* и *11*, а именно: $G_а^{II} i_4 = G_а^{I} i_3 + (G_а^{II} - G_а^{I})\, i_{11}$; $i_4 = G_а^{I} i_3/G_а^{II} + (G_а^{II} - G_а^{I})\, i_{11}/G_а^{II} = 1{,}299 \times 1062{,}4/1{,}457 + (1{,}457 - 1{,}299)\ 1033{,}9/1{,}457 = 1059{,}3$ кДж/кг.

Пользуясь найденными данными, заполняем табл. 2.18 параметров узловых точек.

Действительная объемная производительность компрессора соответственно ступеней I и II: $V_д^{I} = G_а^{I} v_1 = 1{,}299 \cdot 0{,}24 = 0{,}31176$ м³/с; $V_д^{II} = G_а^{II} v_4 = 1{,}457 \cdot 0{,}0765 = 0{,}11146$ м³/с.

Внешняя степень повышения давления ступеней I и II: $\pi_н^{I} = p_m/p_0 = 0{,}354/0{,}1054 = 3{,}36$; $\pi_н^{II} = p_к/p_m = 1{,}1905/0{,}354 =$

Таблица 2.18. **Параметры узловых точек цикла двухступенчатой холодильной машины с ВМК**

Параметр	Узловые точки						
	а	*1*	*2*	*2м*	*3*	*4*	*5*
p, МПа	0,1054	0,1054	0,354	0,354	0,354	0,354	1,1905
T, К	233	268	324,5	313	303	298	360
i, кДж/кг	1021,5	1044	1077,8	1070	1062,4	1059,3	1094,3
v, м³/кг	0,205	0,24	0,0845	0,08	0,078	0,0765	0,026

Параметр	Узловые точки						
	5м	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*
p, МПа	1,1905	1,1905	1,1905	1,1905	0,1054	0,354	0,354
T, К	348	303	287	267,9	233	262,9	262,9
i, кДж/кг	1082	871,3	852,25	829	829	829	1033,9
v, м³/кг	0,025	—	—	—	0,035	0,0025	0,065

$= 3{,}36$. Примем геометрическую степень сжатия для обеих ступеней $\varepsilon_г = 2{,}6$. Удельная, отнесенная к 1 кг рабочего вещества, изоэнтропная работа компрессора низкого давления $l_s^{I} = i_2 - i_1 = 1077{,}8 - 1044 = 33{,}8$ кДж/кг; аналогично для ступени высокого давления $l_s^{II} = i_5 - i_4 = 1094{,}3 - 1059{,}3 = 35$ кДж/кг.

Работа цикла $l_ц = l_s^{I} + l_s^{II} G_a^{II}/G_a^{I} = 33{,}8 + 35 \cdot 1{,}457/1{,}299 = 33{,}8 + 39{,}26 = 73{,}06$ кДж/кг.

Теоретический холодильный коэффициент $\varepsilon_т = q_0/l_ц = (i_а - i_9)/l_ц = (1021{,}5 - 829)/73{,}06 = 2{,}635$.

Изоэнтропная мощность компрессора соответственно ступеней I и II: $N_s^{I} = G_a^{I} l_s^{I} = 1{,}299 \cdot 33{,}8 = 43{,}9$ кВт; $N_s^{II} = G_a^{II} l_s^{II} = 1{,}457 \cdot 35 = 51$ кВт.

Эффективная мощность компрессоров $N_e^{I} = N_s^{I}/\eta_e^{I} = 43{,}9/0{,}775 = 56{,}6$ кВт; $N_e^{II} = N_s^{II}/\eta_e^{II} = 51/0{,}775 = 65{,}8$ кВт, где эффективные КПД ВМК найдены по рис. 2.34 для $\varepsilon_г = 2{,}6$ при соответствующем значении $\pi_н = 3{,}36$.

Суммарная эффективная мощность на рассчитываемом режиме $\sum N_e = N_e^{I} + N_e^{II} = 56{,}6 + 65{,}8 = 122{,}4$ кВт. Полученная мощность близка к максимальной, так как степени повышения давления в каждой из ступеней мало отличаются от 3. Одновременно можно отметить, что обе ступени компрессора работают в режиме, близком к оптимальному (основному), поскольку давление внутреннего сжатия рабочего вещества в каждой из ступеней ниже и мало отличается от давления внешнего сжатия.

Эффективный холодильный коэффициент $\varepsilon_e = Q_0/\Sigma N_e = 250/122{,}4 = 2{,}04$.

Индикаторные мощности компрессоров: $N_i^{\mathrm{I}} = N_e^{\mathrm{I}}\eta_{\mathrm{м}}^{\mathrm{I}} = 56{,}6 \times 0{,}935 = 52{,}92$ кВт; $N_i^{\mathrm{II}} = 65{,}8 \cdot 0{,}935 = 61{,}52$ кВт, где механические КПД $\eta_{\mathrm{м}}$ находим по рис. 2.36. Индикаторные КПД ступеней I и II: $\eta_i^{\mathrm{I}} = N_s^{\mathrm{I}}/N_i^{\mathrm{I}} = 43{,}9/52{,}92 \approx 0{,}83$; $\eta_i^{\mathrm{II}} = N_s^{\mathrm{II}}/N_i^{\mathrm{II}} = 51/61{,}52 \approx 0{,}83$.

Численные значения энтальпии при сжатии рабочего вещества без масла (сухом сжатии) для ступеней I и II:

$$i_{2\mathrm{c}}^{\mathrm{I}} = i_1 + (i_2 - i_1)/\eta_i^{\mathrm{I}} = 1044 + (1077{,}8 - 1044)/0{,}83 = 1084{,}7 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{5\mathrm{c}}^{\mathrm{II}} = i_4 + (i_5 - i_4)/\eta_i^{\mathrm{II}} = 1059{,}3 + (1094{,}3 - 1059{,}3)/0{,}83 = 1101{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

На рис. 2.46 нанесены точки *2с* и *5с*. Они соединены штриховыми линиями *2с-1* и *5с-4*, условно изображающими процессы сухого сжатия. Далее, задавшись температурой рабочего вещества в конце сжатия при работе с впрыском масла, как рассмотрено в примере 1, следует определить расход масла по ступеням компрессора. Оговорим, однако, что системы смазывания каждой ступени работают автономно. Ввиду сравнительно низкой для ВМК степени повышения давления в каждой из ступеней ориентировочно принимаем, что температура рабочей смеси от начала сжатия до начала нагнетания (точки *1—2м* и *4—5м*) возрастает в ступени I на 45 °С, в ступени II — на 50 °С; это позволяет найти параметры точек *2м* и *5м* цикла.

Рассмотрим конструктивные размеры ступеней низкого и высокого давлений ВМК. Учитывая условия работы каждой ступени — значения $\pi_{\mathrm{н}}$, $(p_{\mathrm{н}} - p_0)$, p_0, T_0, свойства рабочего вещества, — зададимся окружной скоростью на внешней окружности винта $u_1 = \pi D_1 n_1 \approx 38$ м/с и коэффициентом подачи ступени I $\lambda \approx 0{,}85$ (см. рис. 2.33).

Внешний диаметр винта согласно формуле (5.95) в работе [47] составит

$$D_1 = \sqrt{\frac{\pi V_{\mathrm{д}}}{K_{\mathrm{и}} K_l K_f z_1 u_1 \lambda}}.$$

Примем симметричный эллиптический профиль зубьев. Тогда $K_f = 0{,}1184$. Для ступени низкого давления предварительно $K_{\mathrm{и}} = 0{,}96$, $K_l = 1{,}35$. Отсюда

$$D_1^{\mathrm{I}} = \sqrt{\frac{\pi 0{,}31176}{0{,}96 \cdot 1{,}35 \cdot 0{,}1184 \cdot 4 \cdot 38 \cdot 0{,}85}} = 0{,}221 \text{ м} = 221 \text{ мм}.$$

Полученный результат находится между двумя значениями внешних диаметров винтов типоразмерного ряда: 200 и 250 мм (см. табл. 2.16). Результаты расчетов показали, что можно выб-

рать любой из них (предпочтителен больший), если поставить пару зубчатых колес, встроенных в корпус, между электродвигателем и компрессором. Но это приводит к усложнению конструкции, повышению ее массы и габаритов, а также стоимости.

Осуществить прямое соединение электродвигателя переменного тока и компрессора можно по одному из следующих вариантов.

1. Привод компрессора от двигателя за ведомый винт. Примем $D_1^{\text{I}} = 200$ мм, $K_l = 1{,}5$, профиль зубьев эллиптическим, позволяющим передавать крутящий момент зацеплением зубьев винтов. Согласно данным табл. 2.16 $W_{\text{п}} = 1328$ см^3 $= 1{,}328 \cdot 10^{-3}$ м^3. Теоретическая объемная производительность $V_{\text{т}}^{\text{I}} = W_{\text{п}} z_2 n_2 = V_{\text{д}}^{\text{I}}/\lambda_{\text{I}}$, откуда $n_2 = V_{\text{д}}^{\text{I}}/(W_{\text{п}} z_2 \lambda_{\text{I}}) = 0{,}31176 \cdot 10^3/(1{,}328 \cdot 6 \times 0{,}81) = 48{,}3$ с$^{-1}$. Здесь принято $\lambda_{\text{I}} \approx 0{,}81$, учитывая значения K_l и u_1, т. е. ухудшение наполнения полостей. Таким образом, $n_2 = 48{,}3$ с$^{-1}$ $= 2900$ об/мин, что близко к действительной частоте вращения электродвигателя. Окружная скорость ВЩ винта $u_1 = \pi D_1^{\text{I}} n_1 = \pi D_1^{\text{I}} i_{12} n_2 = \pi \cdot 0{,}2 \cdot 1{,}5 \cdot 48{,}3 = 45{,}5$ м/с, что можно считать допустимым.

2. Возьмем $D_1^{\text{I}} = 250$ мм. Тогда привод, очевидно, будет осуществляться, как обычно, за ВЩ винт. Примем $K_l = 1$, $\lambda_{\text{I}} = 0{,}85$. Из табл. 2.16 находим $W_{\text{п}} = 1770$ см^3 $= 1{,}77 \cdot 10^{-3}$ м^3. Теоретическая объемная производительность $V_{\text{т}}^{\text{I}} = W_{\text{п}} z_1 n_1 = V_{\text{д}}^{\text{I}}/\lambda_{\text{I}}$, откуда $n_{\text{д}} = V_{\text{д}}^{\text{I}}/(W_{\text{п}} z_1 \lambda_{\text{I}}) = 0{,}31176 \cdot 10^3/(1{,}77 \cdot 4 \cdot 0{,}85) = 51{,}8$ с$^{-1}$; $u_1 = \pi \cdot 0{,}25 \cdot 51{,}8 = 40{,}7$ м/с.

Чтобы избежать применения мультипликатора, желательно иметь частоту вращения ВЩ винта $n_1 \approx 49$ с$^{-1}$. Тогда необходимо, чтобы $W_{\text{п}}' = 0{,}31176/(49 \cdot 4 \cdot 0{,}85) = 1{,}8713 \cdot 10^{-3}$ м^3, $W_{\text{п}}'/W_{\text{п}} = 1{,}8713/1{,}77 = 1{,}06$.

Следовательно, если увеличить несколько длину винтов и вместо $l_{\text{в}} = 250$ (при $K_l = 1$) принять $l_{\text{в}}' = 265$ мм, т. е. $K_l = 1{,}06$, то получим $V_{\text{д}}^{\text{I}} = V_{\text{т}}^{\text{I}} \lambda_{\text{I}} = W_{\text{п}}' z_1 n_1 \lambda_{\text{I}} = 1{,}8713 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \times 49 \cdot 0{,}85 = 0{,}31176$ м^3/с, т. е. заданную производительность (при условии, что λ_{I} останется неизменным).

Такое увеличение длины винтов вполне возможно, так как не потребуется по существу изменять технологию изготовления винтов: инструмент, приспособления и настройка винтонарезных станков останутся теми же, что и для винтов с $K_l = 1$ ($\beta_{\text{н}} \approx 59{,}17°$). Придется удлинить среднюю часть корпуса компрессора или установить проставку толщиной 15 мм в вертикальном разъеме со стороны всасывания. Вследствие увеличения длины винта возрастет и угол закрутки $\tau_{1\text{з}}' = \tau_{1\text{з}} l_{\text{в}}'/l_{\text{в}} = 300 \cdot 265/250 = 318°$.

Окно всасывания остается практически без изменения, а окно нагнетания увеличится, так как угол сжатия $\varphi_{1\text{с}}$ будет таким же, как и при $K_l = 1$. Это приведет к уменьшению скорости пара в окне нагнетания, а следовательно, и потерь на нагнетании. В це-

лом качественные показатели компрессора улучшатся. В случае изготовления компрессора по заказу следует принять вариант 2.

Заметим, наконец, что допускается отклонение производительности от заданной в пределах ±7 %. Уменьшение производительности ступени I повлечет за собой изменение давления p_m, т. е. увеличение нагрузки на ступень II.

Применительно к ступени II (высокого давления) для определения предварительного диаметра ВЩ винта зададимся следующими значениями коэффициентов: $K_и \approx 0{,}98$; $K_l = 1$; $\lambda_{II} = 0{,}84$. Для эллиптического симметричного профиля зубьев $K_f = 0{,}1184$. Окружная скорость $u_1 \approx 38$ м/с. Тогда

$$D_1^{II} = \sqrt{\frac{\pi V_д^{II}}{K_и K_l K_f z_1 u_1 \lambda_{II}}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 0{,}11146}{0{,}98 \cdot 1 \cdot 0{,}1184 \cdot 4 \cdot 38 \cdot 0{,}84}} =$$

$$= 0{,}15374 \text{ м} = 153{,}74 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_1^{II} = 160$ мм. Из табл. 2.16 находим для $K_l = 1$ $W_п = 464$ см^3 $= 0{,}464 \cdot 10^{-3}$ м^3. Уточним значение частоты вращения ВЩ винта: $V_д^{II} = V_т^{II}\lambda_{II} = W_п z_1 n_1 \lambda_{II}$, откуда $n_1 = V_д^{II}/(W_п \times z_1\lambda_{II}) = 0{,}11146 \cdot 10^3/(0{,}464 \cdot 4 \cdot 0{,}84) = 71{,}5$ с$^{-1}$, или $n_1 = 4290$ об/мин.

Если привод осуществлять от электродвигателя переменного тока, то нужно ставить ускоритель. Это может быть пара цилиндрических косозубых колес, встроенная в корпус компрессора. Если же привод осуществить за ведомый винт, то ускоритель не понадобится. Пусть частота вращения выбранного двигателя (согласно каталогу) $n_{дв} = 2950$ об/мин. Тогда ВЩ винт будет иметь $n_1 = i_{12} n_{дв} = 1{,}5 \cdot 2950 = 4425$ об/мин. При этом частота вращения ВЩ винта $n_1 = 73{,}75$ с$^{-1}$; действительная объемная производительность компрессора $V_д^{II} = W_п z_1 n_1 \lambda_{II} = 0{,}464 \cdot 10^{-3} \times 4 \cdot 73{,}75 \cdot 0{,}84 = 0{,}115$ м^3/с, что отличается от требуемого в бóльшую сторону на $0{,}115 \cdot 100/0{,}11146 \approx 3{,}2$ %. Окружная скорость на периферии винта $u_1 = \pi D_1 n_1 = 3{,}14 \cdot 0{,}16 \cdot 73{,}75 = 37{,}1$ м/с.

Сравнение результатов расчета ВМК, рассмотренных в примерах 1 и 2, показывает, что двухступенчатый вариант имеет следующие преимущества перед одноступенчатым: 1) достигается значительная экономия энергии — отношение эффективных мощностей 122,4/168 = 0,72, т. е. экономится 28 % энергии; 2) потребуются меньшая масса охлаждающей воды и меньшие площади теплообменных поверхностей.

К недостаткам двухступенчатого варианта следует отнести: 1) бóльшую суммарную массу двух компрессоров и возможно бóльшую их стоимость; 2) некоторое усложнение схемы холодильной машины.

Учтя влияние всех факторов на технико-экономические показатели работы холодильных машин с рассмотренным ВМК, можно уточнить ожидаемый выигрыш, однако для рассмотренных усло-

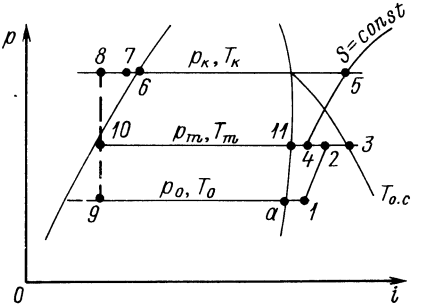


Рис. 2.47. Теоретический цикл двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками с винтовыми компрессорами сухого сжатия (см. рис. 2.45, *а*)

вий преимущество останется за двухступенчатым вариантом. Это подтверждается, в частности, переходом ряда фирм на выпуск двухступенчатых холодильных маслозаполненных машин взамен одноступенчатых.

Пример 3. Расчет двухступенчатого холодильного винтового компрессора сухого сжатия для двухступенчатой холодильной машины с теплообменниками, схема и теоретический цикл которой показаны на рис. 2.45 и 2.47 соответственно.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт	250
Температура, К:	
кипения T_0	233
конденсации $T_к$	303
Холодильный агент	R502

Тепловой расчет. Для построения теоретического цикла холодильной машины в диаграмме *i-p* определим промежуточное давление:

$$p_т \approx \sqrt{p_0 p_к} = \sqrt{0{,}1303 \cdot 1{,}322} = 0{,}415 \text{ МПа}.$$

Принимаем $p_т = 0{,}42$ МПа, обеспечивая более высокую степень повышения давления в ступени I, что имеет значение для ВКС. Этому давлению соответствует температура $T_т = 263{,}7$ К. Таким образом, степени повышения давления по ступеням: $\pi_I = p_т/p_0 = 0{,}42/0{,}13 = 3{,}23$; $\pi_{II} = p_к/p_т = 1{,}322/0{,}42 = 3{,}15$. Примем геометрическую степень сжатия в каждой из ступеней компрессора равной $\varepsilon_г = 2{,}6$. Пар, выходящий из испарителя, характеризуется точкой *а*, на всасывании в компрессор ступени I — точкой *1*.

Примем перегрев хладагента в теплообменнике *V* $\Delta t_п = 5$ °С. Таким образом, температура агента в точке *1* $T_1 = 238$ К. Температуру на холодном конце жидкостного теплообменника *VI* (точка *8*) с учетом недорекуперации примем равной $T_8 = T_т + 4{,}3 = 263{,}7 + 4{,}3 = 268$ К (рис. 2.47). Энтальпия $i_8 = 846{,}9$ кДж/кг.

Поскольку температура хладагента $T_2 = 277$ К (после ступени I компрессора) ниже температуры окружающей среды ($T_{о.с} = 303$ К), то промежуточный холодильник *II* в нашем случае

Таблица 2.19. **Параметры узловых точек цикла**

Параметр	Узловые точки					
	а	*1*	*2*	*3*	*4*	*5*
p, МПа	0,13	0,13	0,42	0,42	0,42	1,322
T, К	233	238	277	303	273,5	319
i, кДж/кг	980	983	1002,5	—	1000	1021,5
v, м³/кг	0,127	0,13	0,0455	—	0,045	0,015

Параметр	Узловые точки					
	6	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*
p, МПа	1,322	1,322	1,322	0,1303	0,42	0,42
T, К	303	301	268	233	263	263
i, кДж/кг	887,8	885,6	846,9	846,9	846,9	993
v, м³/кг	—	—	—	0,026	0,002	0,0425

оказывается излишним и из схемы холодильной машины он должен быть исключен *. Полученные данные заносим в табл. 2.19.

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = l_а - i_9 = 980 - 846{,}9 = 133{,}1$ кДж/кг.

Массовый расход холодильного агента компрессора низкого давления (ступени I)

$$G_а^{I} = Q_0/q_0 = 250/133{,}1 = 1{,}878 \text{ кг/с}.$$

Массовый расход хладагента через ступень II компрессора *III* согласно тепловому балансу системы, состоящей из теплообменников *V* и *VI* и дроссельного вентиля *VII*, составит

$$G_а^{II} = G_а^{I}\frac{(i_{11} - i_8) - (i_1 - i_а)}{i_{11} - i_6} =$$

$$= 1{,}878\,\frac{993 - 846{,}9 - 983 + 980}{993 - 887{,}8} = 2{,}555 \text{ кг/с}.$$

Из теплового баланса парожидкостного теплообменника *V* находим $i_7 = i_6 - (i_1 - i_а)G_а^{I}/G_а^{II} = 887 - (983 - 980)\,1{,}878/2{,}555 = 885{,}6$ кДж/кг.

Уравнение смешения пара состояния точек *2* и *11* позволяет определить энтальпию точки *4*:

$$i_4 = [G_а^{I} i_2 + (G_а^{II} - G_а^{I})\,i_{11}]/G_а^{II} =$$

$$= [1{,}878 \cdot 1002{,}5 + (2{,}555 - 1{,}878)\,993]/2{,}555 \approx 1000 \text{ кДж/кг}.$$

* Однако сохраним его на схеме рис. 2.45, так как в других случаях при $T_2 > T_{о.с}$ он необходим.

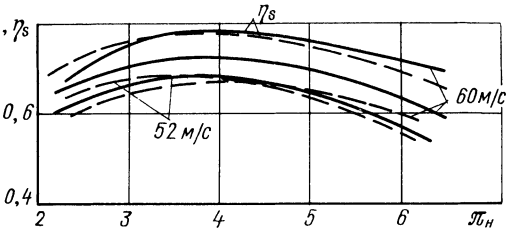


Рис. 2.48. Зависимость эффективного η_e (учитывающего также потери в мультипликаторе) и изоэнтропного η_s КПД ВКС от $\pi_н$ при различных окружных скоростях ($\varepsilon_г = 3$):
——— для R22, – – – – для R12

Как показывают результаты расчетов, в рассматриваемом конкретном случае можно отказаться также от теплообменника V, что еще более упростило бы схему холодильной машины, а перегрев пара (на 1—3 °С) осуществлять в испарителе.

Действительная объемная производительность компрессора соответственно ступеней I и II:

$$V_д^{I} = G_a^{I} v_1 = 1{,}878 \cdot 0{,}13 = 0{,}2441 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_д^{II} = G_a^{II} v_4 = 2{,}555 \cdot 0{,}045 = 0{,}1149 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора ступени низкого давления $l_s^{I} = (i_2 - i_1) = 1002{,}5 - 983 = 19{,}5$ кДж/кг. Изоэнтропная работа ступени высокого давления $l_s^{II} = G_a^{II}(i_5 - i_4)/G_a^{I}) = (2{,}555/1{,}878)\ (1021{,}5 - 1000) = 29{,}25$ кДж/кг. Изоэнтропная работа цикла $l_s^{I} + l_s^{II} = 19{,}5 + 29{,}25 = 48{,}75$ кВт.

Теоретический холодильный коэффициент $\varepsilon_т = q_0/(l_s^{I} + l_s^{II}) = 133{,}1/48{,}75 = 2{,}73$.

Изоэнтропная мощность компрессоров соответственно ступеней I и II: $N_s^{I} = G_a^{I} l_s^{I} = 1{,}878 \cdot 19{,}5 = 36{,}62$ кВт; $N_s^{II} = G_a^{II} l_s^{II} = 2{,}555\ (1021{,}5 - 1000) = 54{,}93$ кВт.

Эффективная мощность компрессоров: $N_e^{I} = N_s^{I}/\eta_e^{I} = 36{,}62/0{,}72 = 50{,}86$ кВт; $N_e^{II} = N_s^{II}/\eta_e^{II} = 54{,}93/0{,}71 = 77{,}36$ кВт, где значения эффективных КПД η_e приняты по рис. 2.48 с учетом $\pi_н$ и ожидаемой скорости u_1.

Суммарная мощность, потребляемая ВКС холодильной машины: $\sum N_e = N_e^{I} + N_e^{II} = 50{,}86 + 77{,}36 = 128{,}2$ кВт.

Действительный холодильный коэффициент $\varepsilon_e = Q_0/\Sigma N_e = 250/128{,}2 = 1{,}95$.

Конструктивный расчет ВКС. Диаметр винтов ступени I

$$D_1^{I} = \sqrt{\frac{\pi V_д^{I}}{K_н K_l K_f z_1 u_1 \lambda_I}} = \sqrt{\frac{3{,}1416 \cdot 0{,}2441}{0{,}96 \cdot 1 \cdot 0{,}1191 \cdot 4 \cdot 70 \cdot 0{,}92}} = 0{,}1613 \text{ м},$$

где значение $\lambda_I = 0{,}92$ согласно рис. 2.49. Принимаем $D_1^{I} = 160$ мм. По табл. 2.17 находим $W_п = 468$ см^3 $= 0{,}468 \cdot 10^{-3}$ м^3, $V_т^{I} = V_д^{I}/\lambda_I = W_п z_1 n_1$, откуда $n_I = V_д^{I}/(W_п z_1 \lambda_1) = 0{,}2441 \times 10^3/(0{,}468 \cdot 4 \cdot 0{,}92) = 141{,}73$ с$^{-1}$ $= 8504$ об/мин. Принимаем

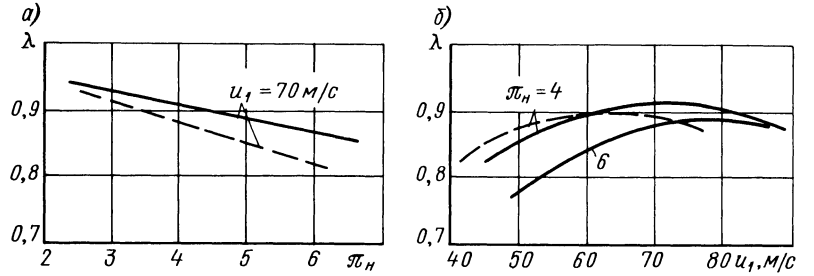


Рис. 2.49. Зависимость коэффициента подачи λ ВКС от $\pi_н$ (*а*) и окружной скорости u_1 (*б*):

——— для R22, — — — для R12

$n_1 = 8500$ об/мин. Окружная скорость на внешней окружности ВЩ винта $u_1 = \pi D_1^{\text{I}} n_1 = \pi \cdot 0{,}16 \cdot 141{,}7 = 71{,}2$ м/с. Длина винтов $l_в = K_l D_1^{\text{I}} = 1{,}0 \cdot 160 = 160$ мм.

Для ступени II

$$D_1^{\text{II}} = \sqrt{\frac{\pi V_д^{\text{II}}}{K_и K_l K_f z_1 u_1 \lambda_{\text{II}}}} = \sqrt{\frac{3{,}1416 \cdot 0{,}1149}{0{,}96 \cdot 1 \cdot 0{,}1191 \cdot 4 \cdot 0{,}88 \cdot 58}} = 0{,}1243 \text{ м}.$$

Принимаем $D_1^{\text{II}} = 125$ мм; $W_п = 223$ см^3 $= 0{,}223 \cdot 10^{-3}$ м^3. Частота вращения $n_1 = V_д^{\text{II}} (W_п z_1 \lambda_{\text{II}}) = 0{,}1149 \cdot 10^3 / (0{,}223 \times \times 4 \cdot 0{,}88) = 146{,}4$ с$^{-1}$ $= 8782{,}6$ об/мин ≈ 8780 об/мин. Окружная скорость $u_1 = 3{,}14 \cdot 0{,}125 \cdot 146 \approx 57{,}5$ м/с. Согласно рис. 2.48 такая окружная скорость допустима. Длина винтов $l_в = K_l D_1^{\text{II}} = 1{,}0 \cdot 125 = 125$ мм.

Пример 4. Расчет одноступенчатого холодильного винтового маслозаполненного компрессора двухступенчатой холодильной машины с промежуточным отбором пара (для дозарядки компрессора) с однократным дросселированием. Теоретический цикл и схема показаны на рис. 2.50.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт	100
Температура, К:	
кипения T_0	233
конденсации $T_к$	308
Рабочее вещество	*R22*
Масло	ХС-40

Тепловой расчет. Примем температуру перегрева рабочего вещества $\Delta t_п = 40$ °С. Тогда температура в точке *1* $T_1 = 273$ К. Вследствие подвода пара для дозарядки в конструктивно одноступенчатом ВМК осуществляется двухступенчатое сжатие пара. По аналогии с двухступенчатыми холодильными машинами промежуточное давление пара, близкое к оптимальному, равно

$$p_m \approx \sqrt{p_0 p_k} = \sqrt{0{,}1054 \cdot 1{,}353} = 0{,}378 \text{ МПа}.$$

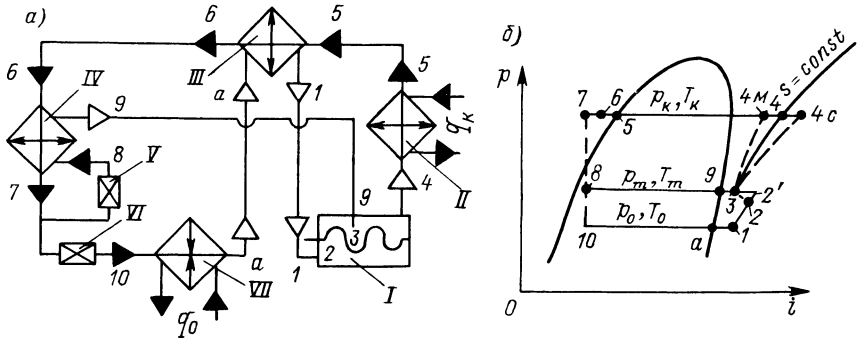


Рис. 2.50. Теоретический цикл (*б*) и схема (*а*) двухступенчатой холодильной машины с промежуточным отбором пара, одноступенчатым винтовым компрессором при однократном дросселировании:

I — одноступенчатый ВМК; *II* — конденсатор; *III* — регенеративный теплообменник; *IV* — жидкостный теплообменник; *V* — вспомогательный регулирующий вентиль; *VI* — основной регулирующий вентиль; *VII* — испаритель

По диаграмме *i-p* находим $T_m = 264{,}5$ К. Согласно данным испытаний такого компрессора на *R*22 [18] примем потери давления пара в подводящем тракте $\Delta p_{тр} \approx 0{,}12$ МПа. Для конкретных условий оно может быть рассчитано. Тогда давление пара в парной полости компрессора в конце первого этапа сжатия — в точке *2* (рис. 2.50) составит $p_2 = p_m - \Delta p_{тр} = 0{,}378 - 0{,}12 \approx \approx 0{,}26$ МПа.

Исходя из приведенных данных впишем теоретический цикл холодильной машины в диаграмму состояния *i-p* и определим параметры в узловых точках (табл. 2.20).

Температуру жидкости в точке *7* на холодном конце теплообменника найдем из условия недорекуперации: $T_7 = T_8 + (3 \div 5) = 265{,}5 + 4{,}5 = 270$ К. По диаграмме *i-p* находим $i_7 = 831$ кДж/кг. Массовый расход $G_а^I$ рабочего вещества через испаритель *VII*, поступающего затем в камеру всасывания компрессора, составляет $G_а^I = Q_0/(i_а - i_{10}) = 100/(1021{,}5 - 831) = 0{,}525$ кг/с. Это количество пара засасывается компрессором, заполняя полезный объем полостей компрессора.

Для определения массового расхода $G_а^{II}$ через компрессор необходимо составить тепловой баланс системы, состоящей из регенеративного *III* и жидкостного *IV* теплообменников, а также вспомогательного дроссельного вентиля *V*.

В систему поступает жидкое рабочее вещество в количестве $G_а^{II}$ при температуре T_5, а также пар в количестве $G_а^I$, имеющий температуру T_0. Из системы выходят жидкое рабочее вещество в количестве $G_а^I$ при температуре T_7, пар $G_а^I$ температурой T_1 и пары рабочего вещества в количестве $G_а^{II} - G_а^I$ температурой T_9. Та-

Таблица 2.20. Параметры узловых точек

Параметр	Узловые точки					
	а	*1*	*2*	*3*	*4*	*4м*
p, МПа	0,1054	0,1054	0,26	0,378	1,353	1,353
T, К	233	273	314	311	377	353
i, кДж/кг	1021,5	1047	1072	1067,6	1106	1087
v, м³/кг	0,205	0,242	0,114	0,075	0,024	0,022

Параметр	Узловые точки					
	5	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*
p, МПа	1,353	1,353	1,353	0,378	0,378	0,1054
T, К	308	290	269	264,5	264,5	233
i, кДж/кг	877,5	855	831	831	1035	831
v, м³/кг	—	—	—	—	0,06	0,036

ким образом, уравнением теплового баланса системы будет $G_а^I i_а + G_а^{II} i_5 = G_а^I (i_7 + i_1) + (G_а^{II} - G_а^I) i_9$, откуда

$$G_а^{II} = G_а^I \frac{(i_9 - i_7) - (i_1 - i_а)}{i_9 - i_5} =$$

$$= 0{,}525 \frac{(1035 - 831) - (1047 - 1021{,}5)}{1035 - 877{,}5} = 0{,}595 \text{ кг/с}.$$

Итак, компрессор получает дозарядку рабочим веществом $\Delta G_а = G_а^{II} - G_а^I = 0{,}595 - 0{,}525 = 0{,}07$ кг/с.

Состояние рабочего вещества в точке *6* найдем из уравнения теплового баланса регенеративного теплообменника *III*: $G_а^I (i_1 - i_а) = G_а^{II} (i_5 - i_6)$, откуда $i_6 = i_5 - G_а^I (i_1 - i_а)/G_а^{II} = 877{,}5 - 0{,}525\,(1047 - 1021{,}5)/0{,}595 = 855$ кДж/кг.

Из уравнения смешения пара, состояние которого соответствует точкам *2* и *9*, определим состояние рабочего вещества в точке *3*: $G_а^{II} i_3 = G_а^I i_2 + (G_а^{II} - G_а^I) i_9$, откуда $i_3 = i_9 + G_а^I (i_2 - i_9)/G_а^{II} = 1035 + 0{,}525\,(1072 - 1035)/0{,}595 = 1067{,}6$ кДж/кг. Температура рабочего вещества в точке *3* после смешения пара $T_3 = 311$ К.

Несмотря на незначительное повышение температуры рабочего вещества от точки *1* до точки *2* (см. табл. 2.20), впрыск некоторой массы масла на первом этапе сжатия позволит уменьшить протечки, снизить температуру деталей и подогрев рабочего вещества, а также улучшить смазку контактирующих частей. С этой целью назначим впрыск масла на первом этапе сжатия 0,2 кг/с, однако

его влияние на состояние рабочего вещества в точке *2* учитывать в расчете не будем.

При сжатии пара от точки *3* до точки *4* по изоэнтропе температура рабочего вещества повысится до $T_4 = 377$ К. При сжатии по политропе без впрыска масла (при сухом сжатии) энтальпия в точке *4с* была бы равна $i_{4c} = i_3 + (i_4 - i_3)/\eta_i = 1067{,}6 + (1106 - 1067{,}6)/0{,}55 = 1137{,}4$ кДж/кг, чему соответствует температура $T_{4c} = 413$ К. Для того чтобы снизить температуру рабочего вещества в компрессоре до 353 К (точка *4м*), при которой $i_{4м} = 1087$ кДж/кг (см. табл. 2.20), необходимо впрыснуть масла в объеме $V_м = Q_м/(c_м\rho_м\Delta t_м) = G_a^{II}(i_{4c} - i_{4м})/(c_м\rho_м\Delta t_м) = 0{,}595 \times (1137{,}4 - 1087)/(20 \cdot 2{,}18 \cdot 0{,}83 \cdot 10^3) = 0{,}00083$ м³/с $= 0{,}8$ л/с.

С учетом запаса (примерно 20 %) требуется впрыснуть в компрессор на втором этапе сжатия около 1,2 л/с масла. При этом коэффициент относительной подачи масла будет иметь значение $q_м = 1{,}2 \cdot 0{,}83/0{,}595 \approx 1{,}7$ кг/кг. Степень повышения давления на первом этапе сжатия пара $\pi_I = p_3/p_1 = 0{,}378/0{,}1054 \approx 3{,}6$, на втором этапе $\pi_{II} = p_4/p_3 = 1{,}353/0{,}378 \approx 3{,}8$. Геометрическую степень сжатия примем равной $\varepsilon_г = 4$.

Определим мощность, потребляемую компрессором. После изоэнтропного процесса сжатия на первом этапе (точки *1—2* на рис. 2.50) происходит процесс смешения пара (точки *2—3*), находящегося в компрессоре, с более холодным паром, поступающим из жидкостного теплообменника *IV*. Энергия, затраченная на преодоление сопротивления и смешение, сообщается пару компрессором. Теоретическую мощность, затраченную на первом этапе сжатия, можно определить для условного процесса сжатия от точки *1* до точки *2'* по изоэнтропе. Тогда $N_т^I \approx G_a^I (i_{2'} - i_1) = 0{,}525\,(1084 - 1047) = 19{,}42$ кВт, где энтальпия пара в точке *2'* $i_{2'} = 1084$ кДж/кг найдена по диаграмме состояния.

Другой приближенный способ определения мощности, потребляемой компрессором на первом этапе сжатия, состоит в следующем. Работу теоретического компрессора на этом этапе можно представить как сумму работ изоэнтропной (процесс *1—2*) и смешения (процесс *2—9—3*). Процесс смешения можно считать адиабатным и происходящим в первом приближении при постоянном объеме. В этом случае удельный объем пара $v_{см} \approx [v_2 G_a^I + v_9 (G_a^{II} - G_a^I)]/G_a^{II} = (0{,}114 \cdot 0{,}525 + 0{,}06 \cdot 0{,}07)/0{,}595 = 0{,}1076$ м³/кг, а теоретическая мощность, потребляемая компрессором на первом этапе при указанных условиях, $N_т^I \approx G_a^I [(i_2 - i_1) + v_{см}(p_3 - p_2)] = 0{,}525\ [1072 - 1047 + 10^3 \cdot 0{,}1076 \times (0{,}378 - 0{,}26)] = 19{,}79$ кВт.

Индикаторная мощность $N_i^I = N_т^I/\eta_i^I = 19{,}79/0{,}8 = 24{,}7$ кВт, где значение η_i^I определяют по графику на рис. 2.34. Индикаторная мощность, затраченная на втором этапе сжатия пара, $N_i^{II} = N_т^{II}/\eta_i^{II} = G_a^{II}(i_4 - i_3)/\eta_i^{II} = 0{,}595\,(1106 - 1067{,}6)/0{,}78 =$

$= 29{,}3$ кВт. Полная индикаторная мощность компрессора $N_i = N_i^{\text{I}} + N_i^{\text{II}} = 24{,}7 + 29{,}3 = 54$ кВт. Эффективная мощность, потребляемая компрессором, $N_e = N_i/\eta_{\text{м}} = 54/0{,}92 = 58{,}7$ кВт, где $\eta_{\text{м}} = 0{,}92$ согласно рис. 2.36.

Холодильный коэффициент теоретического цикла *

$$\varepsilon_{\text{т}} = \frac{i_{\text{a}} - i_{10}}{(i_{2'} - i_1) + \{[(i_9 - i_7) - (i_1 - i_{\text{a}})](i_4 - i_3)\}/(i_9 - i_5)} =$$

$$= \frac{1021{,}5 - 831}{(1084 - 1047) + \{[(1035 - 831 - 1047 + 1021{,}5)] \times (1106 - 1067{,}6)\}/(1035 - 877{,}5)} = 2{,}36.$$

Эффективный холодильный коэффициент $\varepsilon_e = Q_0/N_e = 100/58{,}7 = 1{,}7$.

Конструктивные расчеты одноступенчатого ВМК, работающего по циклу с промежуточным отбором пара для дозарядки. Действительная объемная производительность компрессора по условиям всасывания $V_{\text{д}} = G_{\text{a}}^{\text{I}} v_1 = 0{,}525 \cdot 0{,}242 = 0{,}12705$ м³/с. Для определения теоретической объемной производительности необходимо задаться коэффициентом подачи λ компрессора. При этом учтем, что на численное значение λ оказывают влияние протечки как первого, так и второго этапов сжатия. Общая степень повышения давления в компрессоре $\pi_{\text{н}} = p_{\text{к}}/p_0 = 1{,}353/0{,}1054 = 12{,}8$. Примем $\lambda \approx 0{,}68$. Выберем асимметричный профиль зубьев с циклоидальной тыльной частью, обеспечивающий лучшую осевую герметичность. Для него $K_f = 0{,}1191$. В одноступенчатом компрессоре с двумя ступенями сжатия целесообразно иметь винты относительно большей длины, поэтому примем $K_l = 1{,}35$. Предполагая разность $\tau_{1\text{в}} - \tau_{1\text{пр}}$ значительной, примем $K_{\text{и}} = 0{,}95$, хотя значение его, как нетрудно заметить, заложено в неявном виде в типоразмерные ряды винтов.

Итак,

$$D_1 = \sqrt{\frac{\pi V_{\text{д}}^{\text{I}}}{K_{\text{и}} K_l K_f z_1 u_1 \lambda}} =$$

$$= \sqrt{\frac{3{,}14 \cdot 0{,}12705}{0{,}95 \cdot 1{,}35 \cdot 0{,}1191 \cdot 4 \cdot 40 \cdot 0{,}68}} = 0{,}1549 \text{ м} \approx 155 \text{ мм},$$

где окружная скорость u_1 принята равной 40 м/с.

Ближайший диаметр винтов типоразмерного ряда $D_1 = 160$ мм (см. табл. 2.17), который и примем для дальнейших расчетов. Из таблицы для $K_l = 1{,}35$ и $D_1 = 160$ мм находим: $W_{\text{п}} = 632{,}8$ см³ $= 0{,}6328 \cdot 10^{-3}$ м³.

Теоретическая объемная производительность компрессора $V_{\text{т}} = V_{\text{д}}^{\text{I}}/\lambda = 0{,}12705/0{,}68 = 0{,}1868$ м³/с или $V_{\text{т}} = W_{\text{п}} z_1 n_1 = 0{,}6328 \cdot 10^{-3} \cdot 4 n_1 = 0{,}1868$ м³/с, откуда $n_1 = 0{,}1868/(0{,}6328 \times 10^{-3} \cdot 4) = 73{,}8$ с$^{-1}$ $= 4430$ об/мин. При этом окружная скорость

* См. формулу (4.82) в работе [47].

на периферии винта $u_1 = \pi D_1 n_1 = 3{,}14 \cdot 0{,}16 \cdot 73{,}8 = 37{,}1$ м/с, что согласуется с рекомендуемыми значениями (см. рис. 2.38).

Передаточное число ускорителя $i_м = n_1/n_{дв} = 4430/2950 = 1{,}5$, т. е. может быть применена одна пара зубчатых колес, расположенная внутри корпуса компрессора. При замене профиля зубьев компрессора возможен привод за ВМ ротор.

Найдем место расположения отверстия, через которое поступает пар дозарядки из теплообменника *IV*. Отверстие должно размещаться на корпусе компрессора с таким расчетом, чтобы выходящая из него струя пара была направлена по ходу зубьев, а не против их движения. Существуют и иные способы подвода пара, например через отверстие в пластине, вставленной в корпус со стороны торца нагнетания.

Давление пара в точке *2* (рис. 2.50) $p_2 = 0{,}26$ МПа. Степень повышения давления до этой точки $\pi_x = p_2/p_1 = 0{,}26/0{,}1504 = 2{,}467$. Изменение отношения геометрических объемов от начала сжатия пара $\varepsilon_{гx} = \pi_x^{1/k}$, где k — показатель изоэнтропы ($k = 1{,}16$). Тогда $\varepsilon_{гx} = 2{,}467^{1/1{,}16} = 2{,}18$. По формуле (5.83) в работе [47] $\varepsilon_{гx} = W_п/(W_0 - W_{зx})$ находим заполненный объем (соответствующий точке *2*): $W_{зx} = W_0 - W_п/\varepsilon_{гx} = 645{,}6 - 632{,}8/2{,}18 = 355{,}3$ см^3. Далее определяем значение $(W_{зx}/D_1^3)\,10^3 = (355{,}3/16^3)\,10^3 = 86{,}7$, по которому из графика на рис. 2.43 находим угол $\varphi_{1x} = 224°$. На этот угол должен повернуться ВЩ винт для того, чтобы давление сжатия пара в полости достигало значения $p_2 = 0{,}26$ МПа. Линейный размер от торца всасывания до отверстия в корпусе компрессора для подвода пара из теплообменника $l_x = \varphi_{1x} h_1/2\pi = 224 \cdot 256/360 \approx 159$ мм, где ход нарезки ВЩ винта $h_1 = 1{,}6D_1 = 1{,}6 \cdot 160 = 256$ мм.

Суммарную площадь этих отверстий F_Σ (для ВЩ и ВМ винтов) можно определить, воспользовавшись уравнением сплошности: $\Delta G_а v_9 = F_\Sigma c_п$, где $F_\Sigma = F_1 + F_2$ — площадь отверстий для подвода пара в полости ВЩ и ВМ винтов соответственно, причем $F_1 \geqslant F_2$, а их отношение $F_1/F_2 \approx W_{1п}/W_{2п}$.

Примем скорость подводимого пара в отверстиях $c_п \leqslant 12$ м/с. Тогда $F_\Sigma = \Delta G_а v_9/c_п = 0{,}07 \cdot 0{,}06/12 = 3{,}5 \cdot 10^{-4}$ м^2 $= 3{,}5$ см^2.

Отверстия должны быть расположены таким образом, чтобы соответствующая полость винта не соединялась с камерой нагнетания и по возможности была удалена от нее. Они также не должны соединяться с полостями, не отключившимися от окна всасывания.

Полная геометрическая степень сжатия была принята равной $\varepsilon_г = 4$. Тогда $W_з = l_в\,(f_{1п} + f_{2п}) - W_п/\varepsilon_г = 22\,(17{,}77 + 12{,}12) - 632{,}8/4 = 499{,}4$ см^3, где $l_в = 220$ мм. Значение $(W_з/D_1^3)\,10^3 = (499{,}4/4096)\,10^3 = 122$. По рис. 2.43 находим $\varphi_{1c} = 288°$. Номинальное значение угла закрутки ВЩ винта согласно табл. 2.17: $\tau_{1з} = 304°$.

Угловой размер окон нагнетания:

для ВЩ винта $\alpha_{1н} = \tau_{1з} - \varphi_{1с} + \beta_{01} = 304 - 288 + 34{,}5 = 50{,}5°$;

для ВМ винта $\alpha_{2н} = i_{21}\alpha_{1н} + \theta_4 + 2\gamma_{2з} = 33{,}67 + 13{,}14 + 18{,}68 = 65{,}5°$.

Размеры окна нагнетания по торцу: $F_т = 0{,}0014D_1^2(\alpha_{1н} + \alpha_{2н} - 27) = 0{,}0014 \cdot 16^2 (50{,}5 + 65{,}5 - 27) = 31{,}9$ см^2. Проекция окна на горизонтальную плоскость (боковая поверхность окна) $F_ц = (h_1 D_1/4\pi)(0{,}014\alpha_{1н} + 0{,}021\alpha_{2н} - \sin\alpha_{1н} - 1{,}55\sin\alpha_{2н} - 0{,}213) = (25{,}6 \cdot 16/4 \cdot 3{,}14)(0{,}014 \cdot 50{,}5 + 0{,}021 \times 65{,}5 - 0{,}77162 - 1{,}55 \cdot 0{,}90996 + 0{,}213) = 32{,}6 \cdot 0{,}11344 = 3{,}7$ см^2. Полная площадь окна нагнетания $F_н = F_т + F_ц = 31{,}9 + 3{,}7 = 35{,}6$ см^2.

Средняя скорость пара в окне нагнетания $c_н = V_н/F_н$, где объемный расход пара через окно $V_н = G_a^{II} v_н = 0{,}595 \cdot 0{,}024 = 0{,}01428$ м^3/с. Значение $c_н = (0{,}01428/35{,}6)\ 10^4 = 4{,}01$ м/с, что меньше допустимой скорости $[c_н] \leqslant 10 \div 12$ м/с.

Рекомендуем учащемуся оценить эффективность применения холодильной машины с дозарядкой винтового компрессора самостоятельно.

2.8. ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Особенностями рабочих процессов, совершаемых в винтовых компрессорах, являются: неустановившийся характер движения рабочего вещества в полостях и щелях компрессора; изменение массы рабочего вещества, участвующего в цикле компрессора; относительная подвижность стенок, образующих каналы (щели). В методах расчета рабочих процессов винтовых компрессоров учтены лишь некоторые из указанных особенностей, причем термогазодинамические расчеты достаточно громоздки и носят проверочный характер, так как их выполняют после конструктивного расчета компрессора, в ходе которого определяют размеры основных элементов машины (винтов, всасывающих и нагнетательного окон в корпусе), назначают зазоры (щели) между основными деталями.

Приводимая ниже программа для ЭВМ охватывает наиболее трудоемкую часть — расчет коэффициента подачи компрессора.

Исходные данные для расчета коэффициента подачи ВКС: $Q_0 = 250$ кВт; $T_в = 273{,}5$ К; $T_к = 319$ К; $p_в = 0{,}42$ МПа; $p_к = 1{,}32$ МПа. Холодильный агент — R502. Основные параметры винтов: $D_1 = 125$ мм; $l_в = K_l D_1 = 1{,}0 \cdot 125 = 125$ мм; $h_1 = 1{,}2D_1 = 150$ мм; $\tau_{1з} = 300°$; $\tau_{2з} = 200°$; $\varphi_{1с} = 288°$; $\varepsilon_г = 2{,}6$. Профиль зубьев асимметричный. Углы: $\beta_н \approx 59{,}2° = 1{,}033$ рад; $\beta_1 = 69{,}1° \approx 1{,}205$ рад; $\beta_2 = 60{,}2° \approx 1{,}05$ рад; $\beta_{02} = 36{,}2° = 0{,}632$ рад; $\beta_{01} = 34{,}5° = 0{,}5934$ рад. Остальные данные приведены в табл. 2.17, 2.19 и на рис. 2.40, 2.51.

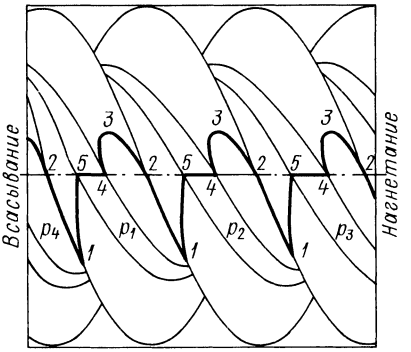


Рис. 2.51. К вычислению основных параметров щелей и расчетных комплексов для расчета коэффициента подачи винтового компрессора

Обозначения на эскизе линий контакта соответствуют обозначениям, принятым в табл. 2.22 и в программе расчета на ЭВМ

Для расчета коэффициента подачи необходимо определить геометрические параметры щелей, а именно: эффективную длину линий контакта $b_{эi}$ на различных участках; ширину щелей по нормали к поверхностям δ_i; глубину пути дросселирования b_i и эффективный безразмерный параметр $(b/2\delta)_{\delta i}$, где индекс i указывает на порядковый номер участка линии контакта при начале отсчета со стороны торца всасывания. Формулы для определения параметров щели при расчете утечек приведены в табл. 2.21. Безразмерный параметр щели представляет собой частное от деления глубины пути дросселирования b_i на гидравлический (эквивалентный) диаметр щели $D_э \simeq 2\delta_i$ при длине щели l, значительно превышающей (примерно на два порядка) ее ширину δ, т. е. при $l \gg \delta$. Эффективность сопротивления движению пара в щели с учетом результатов продувки щели находят по зависимости [35]

$$(b/2\delta)_{\delta i} = (b_i/2\delta_0)_0\, \delta_0/(\Phi\delta_i) = b_i/(2\Phi\delta_i),$$

где $\delta_0 = 0{,}08$ мм; коэффициент формы щели $\Phi = 1$; 1,5; 2 (см. табл. 2.21).

Кроме того, необходимо определить давление пара p_i в полостях, из которых происходит истечение (см. начальные параметры в табл. 2.22), с помощью диаграммы распределения давлений (см. рис. 2.53) как среднеинтегральные значения давлений в соответствующих полостях (см. также рис. 2.51). Отметим, что всегда $p_3 = p_н$, а p_4 равно среднеинтегральному давлению в полости за время поворота винта от начала сжатия пара в данной полости до значения угла $\varphi_1 = 2\pi/z_1$.

Противодавление для всех щелей при расчете утечек, очевидно, одинаковое и равно давлению в полостях всасывания.

Значения температуры пара T_i и протечек G_i определяют в процессе машинного счета, и потому в табл. 2.22 они обозначены символами.

Параметры щелей, приведенные в табл. 2.22, вводят в программу расчета на ЭВМ коэффициента подачи λ компрессора. Расчетное значение $\lambda_р$ сопоставляют с ранее принятым значением λ при проектировании и, если расхождения значительны, вносят необходимые коррективы.

Таблица 2.21. Формулы для определения параметров щели при расчете утечек

№ п/п	Обозначение щелей (см. рис. 2.51)	Угол поворота ВЩ винта, определяющий эффективную длину уплотняющей кромки, °	Длина уплотняющей кромки, мм	
			полная	эффективная
1	*1—2*	$\varphi_1 = \varphi_{1c} - 2\pi/z_1 - 0{,}5\beta_{01}$	$l_1 = \frac{r_{1н}\beta_{01}}{\operatorname{tg}\beta_н \cos\beta_1}$	$l_{1э} = \frac{l_1\varphi_1}{2\pi}$
2	*2—3—4*	$\varphi_2 = 2\varphi_{1c} - 2\pi/z_1 - \beta_{02} - i_{12}(\beta_{02} + 2\gamma_{2э} + 0{,}5\theta_э)$	$l_2 = r\psi + \frac{r_{2н}\theta_э}{\sin\beta_н}$	$l_{2э} = \frac{l_2\varphi_2}{2\pi}$
3	*4—5*	$\varphi_3 = \varphi_{1c} - i_{12}\beta_{02} - \alpha_0$	$l_3 = r_{2н}2\gamma_{2э}\operatorname{ctg}\beta_н$	$l_{3э} = \frac{l_3\varphi_3}{2\pi}$
4	*5—1*	$\varphi_4 = \varphi_{1c} - 0{,}5i_{12}\beta_{02}$	$l_4 = \frac{r_{2н}\beta_{02}}{\sin\beta_н}$	$l_{4э} = \frac{l_4\varphi_4}{2\pi}$
5	Щель: зуб ВМ — корпус стороны всасывания	$\varphi_5 = 2\pi/z_1$	$l_5 = a$ (см. табл. 2.16, 2.17)	$l_{5э} = \frac{l_5\varphi_5}{2\pi}$
6	*1—2*	$\varphi_6 = \tau_{1э} + 2\pi/z_1 + 0{,}5\beta_{01} - \varphi_{1c}$	$l_6 = l_1$	$l_{6э} = \frac{l_6\varphi_6}{2\pi}$
7	*2—3—4*	$\varphi_7 = 2\left(\tau_э - \varphi_{1c} + \frac{2\pi}{z_1}\right) + \beta_{01} + i_{12}(\beta_{02} + 2\gamma_{2э} + 0{,}5\theta_э)$	$l_7 = l_2$	$l_{7э} = \frac{l_7\varphi_7}{2\pi}$

Рабочий зазор в нормальном сечении	Глубина пути дросселирования, мм	Параметр щели	Начальные параметры		Протечки G, кг/с
			p_i, МПа	T_i, К	
δ_1	$b_1 = 1{,}4\sqrt{0{,}08r\cos\beta_1}$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_1} = \frac{b_1}{2\Phi\delta_1}$; $\Phi = 1{,}5$	p_1	T_1	G_1
δ_2	$b_2 = 0{,}5\,(b_2' + b_2'')$; $b_2' = 0{,}63\sqrt{0{,}08r_0\cos\beta_н}$; $b_2'' = 2\sqrt{0{,}08\rho_2}$; $\rho_2 = D_1/[2\sin 0{,}5\,(\beta_1 + \beta_2)]$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_2} = \frac{b_2}{2\Phi\delta_2}$; $\Phi = 1{,}5$			
δ_3	$b_3 = 0{,}63\sqrt{0{,}08\cdot 0{,}5A}$, где A см. в табл. 2.16, 2.17	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_3} = \frac{b_3}{2\Phi\delta_3}$; $\Phi = 2$	p_2	T_2	G_2
δ_4	$b_4 = 0{,}63\sqrt{0{,}08r_0\cos\beta_н}$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_4} = \frac{b_4}{2\Phi\delta_4}$; $\Phi = 1{,}5$			
δ_5	$b_5 = (2\gamma_{23})\,r_{2н} - 2r_0$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_5} = \frac{b_5}{2\Phi\delta_5}$; $\Phi = 1$			
δ_6	$b_6 = b_1$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_6} = \frac{b_7}{2\Phi\delta_6}$; $\Phi = 1{,}5$	p_2	T_2	G_2
δ_7	$b_7 = b_2$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_7} = \frac{b_7}{2\Phi\delta_7}$; $\Phi = 1{,}5$			

№ п/п	Обозначение щелей (см. рис. 2.51)	Угол поворота ВЩ винта, определяющий эффективную длину уплотняющей кромки, °	Длина уплотняющей кромки, мм	
			полная	эффективная
8	*4—5*	$\varphi_8 = i_{12}(\tau_{2з} + \beta_{02}) + \alpha_0 - \varphi_{1с}$	$l_8 = l_3$	$l_{8э} = \frac{l_8\varphi_8}{2\pi}$
9	*5—1*	$\varphi_9 = \tau_{1з} + 0{,}5i_{12}\beta_{02} - \varphi_{1с}$	$l_9 = l_4$	$l_{9э} = \frac{l_9\varphi_9}{2\pi}$
10	Щель: зуб ВМ — корпус стороны нагнетания	$\varphi_{10} = 2\pi/z_1$	$l_{10} = l_5$	$l_{10э} = \frac{l_{10}\varphi_{10}}{2\pi}$
11	Кольцевая щель: ВМ винт—корпус стороны нагнетания	$\varphi_{11} = 2\pi/z_1$	$l_{11} = 2(r_{2н} - a - r_{ш.в})$, где $r_{ш.в}$ — радиус шейки вала	$l_{11э} = \frac{l_{11}\varphi_{11}}{2\pi}$
12	Кольцевая щель: ВЩ винт—корпус стороны нагнетания	$\varphi_{12} = 2\pi/z_1$	$l_{12} = 2(r_{1н} - r_0 - r_{ш.в})$	$l_{12э} = \frac{l_{12}\varphi_{12}}{2\pi}$
13	Между гребнем зуба ВМ и корпусом	$\varphi_{13} = i_{12}(\alpha_{2в} + \theta_3 + \beta_{02}) - 2(\pi + \alpha_0) \leqslant 2\pi/z_2$	$l_{13} = \frac{D_2\tau_{2з}}{2\sin\beta_2}$	$l_{13э} = \frac{l_{13}\varphi_{13}}{2\pi}$
14	Между гребнем зуба ВЩ и корпусом	$\varphi_{14} = 2\pi(2 - z_1)/z_1 + \theta_1 + \beta_{01} + \alpha_{1в} \leqslant 2\pi/z_1$	$l_{14} = \frac{D_1\tau_{1з}}{2\sin\beta_1}$	$l_{14э} = \frac{l_{14}\varphi_{14}}{2\pi}$

Рабочий зазор в нормальном сечении	Глубина пути дросселирования, мм	Параметр щели	Начальные параметры		Протечки G, кг/с
			p_i, МПа	T_i, К	
δ_8	$b_8 = b_3$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_8} = \frac{b_8}{2\Phi\delta_8}$; $\Phi = 2$	p_3	T_3	G_3
δ_9	$b_9 = b_4$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_9} = \frac{b_9}{2\Phi\delta_9}$; $\Phi = 1{,}5$			
δ_{10}	$b_{10} = b_5$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_{10}} = \frac{b_{10}}{2\Phi\delta_{10}}$; $\Phi = 1$			
δ_{11}	$b_{11} = \frac{r_{вн}^2(0{,}5\pi-\alpha)-r_{вн}r_{ш.\,в}\cos\alpha}{r_{вн}-r_{ш.\,в}}$; $\alpha = \arcsin(r_{ш.\,в}/r_{вн})$; $r_{вн} = 0{,}5d_{вн}$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_{11}} = \frac{b_{11}}{2\Phi\delta_{11}}$; $\Phi = 2$			
δ_{12}	$b_{12} = \frac{r_{1н}^2(0{,}5\pi-\alpha')-r_{1н}r_{ш.\,в}\cos\alpha'}{r_{1н}-r_{ш.\,в}}$; $\alpha' = \arcsin(r_{ш.\,в}/r_{1н})$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_{12}} = \frac{b_{12}}{2\Phi\delta_{12}}$; $\Phi = 2$			
δ_{13}	$b_{13} = b_5\cos\beta_2$. При наличии уплотняющего пояска $b_{13} = e_{уп}$, где $e_{уп}$ — ширина уплотняющего пояска	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_{13}} = \frac{b_{13}}{2\Phi\delta_{13}}$; $\Phi = 2$	p_4	T_4	G_4
δ_{14}	$b_{14} = 1{,}4\sqrt{0{,}08\rho_{пр}}$; $\rho_{пр} = 0{,}5\,(r + 0{,}5D_1)\cos\beta_1$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{\delta_{14}} = \frac{b_{14}}{2\Phi\delta_{14}}$; $\Phi = 2$			

Таблица 2.22. Параметры щелей

Обозначение щелей (см. рис. 2.51)	Угол поворота ВШ винта, определяющий эффективную длину уплотняющей кромки, °	Длина уплотняющей кромки, мм	
		полная	эффективная
1—2	$\varphi_1 = 288 - 90 - 0{,}5 \cdot 36 = 180$	$l_1 = 36 \cdot 40/(180 \times \times \operatorname{tg} 59{,}2 \times \times \cos 60{,}2) = 42{,}4$	$l_{1э} = 42{,}4 \times \times 180/360 = 21{,}2$
2—3—4	$\varphi_2 = 2 \cdot 288 - 90 - 36 - 1{,}5(34 + 18{,}6 + 0{,}5 \times \times 28{,}24) = 349$	$l_2 = 27{,}5 \cdot 1{,}77 + 60 \cdot 0{,}493/0{,}859 = 83{,}1$	$l_{2э} = 83{,}1 \times \times 34{,}9/360 = 80{,}5$
4—5	$\varphi_3 = 288 - 1{,}5 \cdot 34 - 28 = 203$	$l_3 = 60 \cdot 0{,}3246 \times \times 0{,}596 = 11{,}6$	$l_{3э} = 11{,}6 \times \times 203/360 = 6{,}5$
5—1	$\varphi_4 = 288 - 0{,}5 \cdot 1{,}5 - 34 = 262$	$l_4 = 60 \cdot 0{,}5934/0{,}859 = 41{,}5$	$l_{4э} = 41{,}5 \cdot 262/360 = 30{,}2$
Щель: зуб ВМ — корпус стороны всасывания	$\varphi_5 = 2\pi/z_1 = 360/4 = 90$	$l_5 = a = 22{,}5$ (см. табл. 2.16, 2.17)	$l_{5э} = 22{,}5 \times \times 90/360 = 5{,}6$
1—2	$\varphi_6 = 300 + 18 + 90 - 288 = 120$	$l_6 = l_1 = 42{,}4$	$l_{6э} = 42{,}4 \times \times 120/360 = 14{,}1$
2—3—4	$\varphi_7 = 480 + 36 - 576 + 300 + 1{,}5(34 + 18{,}6 + 14) = 340$	$l_7 = l_2 = 83{,}1$	$l_{7э} = 83{,}1 \times \times 340/360 = 78{,}5$
4—5	$\varphi_8 = 1{,}5(200 + 34) + 28 - 288 = 91$	$l_8 = 11{,}6$	$l_{8э} = 11{,}6 \times \times 91/360 = 2{,}9$
5—1	$\varphi_9 = 1{,}5(200 + 17) - 288 = 37{,}5$	$l_9 = 41{,}5$	$l_{9э} = 41{,}5 \times \times 37{,}5/360 = 4{,}3$
Щель: зуб ВМ — корпус стороны нагнетания	$\varphi_{10} = 360/4 = 90$	$l_{10} = 22{,}5$	$l_{10э} = 22{,}5 \times \times 90/360 = 5{,}6$

Рабочий зазор в нормальном сечении при $t = 20$ °С	Глубина пути дросселирования, мм	Параметр щели	Начальные параметры		Протечки
			p_1, МПа	T_1, К	
$\delta_1 = 0{,}08$	$\rho_{1-2} = 27{,}5 \cdot 0{,}3536 = 9{,}7$ мм; $b_1 = 1{,}4\sqrt{0{,}08 \cdot 9{,}7} = 0{,}84$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,08} = \frac{0{,}84}{2 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}08} = 3{,}5$	$p_1 = 6{,}6 \cdot 10^5$ Па; $p_2 = 9{,}8 \cdot 10^5$ Па	T_1	G_1
$\delta_2 = 0{,}1$	$\rho_{2-3} = 62{,}5/\sin 64{,}1 = 69{,}4$; $b_2' = 2\sqrt{0{,}08 \cdot 69{,}4} = 4{,}71$; $b_2'' = 0{,}63\sqrt{0{,}08 \cdot 2{,}5 \cdot 0{,}512} = 0{,}2$; $b_{02} = 0{,}5(b_{02}' + b_{02}'') = 2{,}5$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,1} = \frac{2{,}5}{2 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}1} = 8{,}3$			
$\delta_3 = 0{,}1$	$b_3 = 0{,}63\sqrt{0{,}08 \cdot 0{,}5 \cdot 100} = 1{,}26$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,1} = \frac{1{,}26}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}1} = 3{,}15$			
$\delta_4 = 0{,}08$	$b_4 = 0{,}63\sqrt{0{,}08 \cdot 2{,}5 \cos 59{,}2} = 0{,}2$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,08} = \frac{0{,}2}{2 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}08} = 0{,}83$		T_2	G_2
$\delta_5 = 0{,}3$	$b_5 = 60 \cdot 0{,}3246 - 2 \cdot 2{,}5 = 14{,}5$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,3} = \frac{14{,}5}{2 \cdot 0{,}3} = 24{,}2$			
$\delta_6 = 0{,}08$	$b_6 = 0{,}84$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,08} = 3{,}5$	$p_2 = 13{,}2 \cdot 10^5$ Па	T_3	G_3
$\delta_7 = 0{,}1$	$b_7 = 2{,}5$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,1} = 8{,}3$			
$\delta_8 = 0{,}1$	$b_8 = 1{,}26$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,1} = 3{,}15$			
$\delta_9 = 0{,}08$	$b_9 = 0{,}2$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,08} = 0{,}83$			
$\delta_{10} = 0{,}06$	$b_{10} = 14{,}5$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,06} = \frac{14{,}5}{2 \cdot 0{,}06} = 121$			

Обозначение щелей (см. рис. 2.51)	Угол поворота ВЩ винта, определяющий эффективную длину уплотняющей кромки, °	Длина уплотняющей кромки, мм	
		полная	эффективная
Кольцевая щель: ВМ винт—корпус стороны нагнетания	$\varphi_{11} = 360/4 = 90$	$l_{11} = 2\,(60 - 22{,}5 - 35) = 5$	$l_{11э} = 5 \cdot 90/360 = 1{,}25$
Кольцевая щель: ВЩ винт—корпус стороны нагнетания	$\varphi_{12} = 360/4 = 90$	$l_{12} = 2\,(40 - 2{,}5 - 35) = 5$	$l_{12э} = 5 \cdot 90/360 = 1{,}25$
Между гребнем зуба ВМ и корпусом	$\varphi_{13} = 1{,}5\,(263 - 240 + 28 + 34) - 2 \cdot 28 = 71{,}5$; принимаем 60	$l_{13} = 125 \cdot 200 \times 3{,}14/(360 \times 0{,}868) = 251$	$l_{13э} = 251 \times 60/360 = 41{,}8$
Между гребнем зуба ВЩ и корпусом	$\varphi_{14} = -180 + 42{,}35 + 280 + 36 = 170$; принимаем 90	$l_{14} = 125 \cdot 5{,}236/(2 \times 0{,}934) = 350$	$l_{14э} = 350 \times 90/360 = 87{,}5$

Потери давления на всасывании в компрессор имеют место: 1) на входе газа в полости винтов — это так называемые местные потери вследствие ударов о торцы зубьев, изменения величины и направления скорости, завихрений в потоке и т. п.; 2) при движении вдоль канала (полости винта) в результате трения о его стенки и, что особенно существенно, действия струй утечек газа из щелей, тормозящих направленное движение свежего заряда.

Раздельное влияние этих потерь количественно не установлено. Имеются некоторые экспериментальные данные по оценке совместного их влияния [35, 47]. Потерю давления на всасывании в винтовом компрессоре можно определить по формуле (5.100), приведенной в работе [47, с. 182], $\Delta p_в = 0{,}5\xi_в \rho_в c_в^2$, где коэффициент сопротивления $\xi_в \approx 2{,}5 \cdot 10^5/(\lambda^2\,\mathrm{Re})$. Число Рейнольдса $\mathrm{Re} = c_в D_э/\nu_в$, где $D_э$ — эквивалентный (гидравлический) диаметр впадин винтов, м; $\nu_в$ — коэффициент кинематической вязкости, м²/с; остальные величины встречались ранее.

Эквивалентный диаметр

$$D_э = \frac{4\,(f_{1п} + f_{2п})}{П_1 + П_2},$$

Рабочий зазор в нормальном сечении при $t = 20\,^{\circ}C$	Глубина пути дросселирования, мм	Параметр щели	Начальные параметры		Протечки
			p_1, МПа	T_1, К	
$\delta_{11} = 0{,}06$	$b_{11} = 20$ (см. табл. 2.21)	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,06} = \frac{20}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}06} = 83$	$p_2 = 13{,}2 \cdot 10^5$ Па	T_2	G_2
$\delta_{12} = 0{,}06$	$b_{12} = 50{,}7$ (см. табл. 2.21)	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,06} = \frac{50{,}7}{4 \cdot 0{,}06} = 211$			
$\delta_{13} = 0{,}12$	$b_{13} = 14{,}5 \cdot 0{,}497 = 7{,}2$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,12} = \frac{7{,}2}{4 \cdot 0{,}12} = 15$	$p_4 = 4{,}6 \cdot 10^5$ Па	T_4	G_4
$\delta_{14} = 0{,}1$	$\rho_{пр} = 0{,}5 \cdot 0{,}3536\,(62{,}5 + 27{,}5) = 15{,}9$ $b_{14} = 1{,}4\sqrt{0{,}08 \cdot 15{,}9} = 1{,}58$	$\left(\frac{b}{2\delta}\right)_{0,1} = \frac{1{,}58}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}1} = 3{,}95$			

где $П_1$ и $П_2$ — периметры впадин соответственно ВЩ и ВМ винтов.

Найдем $\Delta p_в$ для ступени I ВКС (см. пример 3 в параграфе 2,7 и табл. 2.19). Плотность $\rho_в = 1/v_1 = 1/0{,}13 = 7{,}69$ кг/м^3. Средняя скорость пара на входе в парные полости винтов [35] $c_в \approx 360 l_в \lambda n_{пр}/\alpha_{впр}$, где $l_в = 0{,}16$ м; $\lambda = 0{,}76$; $n_{пр} = 0{,}5\,(1 + i_{21})\ n_1 = 0{,}5\,(1 + 2/3)\,138{,}4 = 115{,}3$ с$^{-1}$; $\alpha_{впр} = 0{,}5\,(\alpha_{1в} + \alpha_{2в}) = 0{,}5\,(280 + 272) = 276°$. Тогда $c_в = 360 \cdot 0{,}16 \cdot 0{,}76 \times 115{,}3/276 = 18{,}3$ м/с. Периметр впадин $П_1 + П_2 = 0{,}424$ м. Эквивалентный диаметр $D_э = 4\,(17{,}77 + 12{,}12)\,10^{-4}/0{,}424 = 0{,}0282$ м. Коэффициент кинематической вязкости пара при условиях всасывания $\nu_в = 1{,}81 \cdot 10^{-6}$ м^2/с. Тогда число $Re = 18{,}3 \cdot 0{,}0282/(1{,}81 \cdot 10^{-6}) = 285 \cdot 10^3$. Коэффициент сопротивления $\xi_в = 2{,}5 \cdot 10^5/(0{,}76^2 \cdot 285 \cdot 10^3) = 1{,}52$. Потеря давления пара на всасывании в ступени I компрессора $\Delta p_в = 0{,}5 \cdot 1{,}52 \cdot 7{,}69 \cdot 18{,}3^2 = 1957$ Па $\approx 0{,}02 \cdot 10^5$ Па.

Потеря давления в винтовом компрессоре на нагнетании происходит вследствие образования, а затем гашения скорости разнонаправленных струй пара, вытекающего из окна нагнетания, ударов о стенки корпуса, образования завихрений и т. п.

```
0001         REAL L,N,LB,LAMBDA
0002         DIMENSION L(14),D(14),B2D(14),P(4)
0003 C       ОПЕРАТОРЫ 1-2 ОПИСЫВАЮТ РАЗМЕРНОСТИ
0004 C       МАССИВОВ И ТИП ПЕРЕМЕННЫХ
0005 C       L(I)-ДЛИНА I- Й  ЩЕЛИ./ММ/;D(I)-
0006 C       ВЫСОТА I- Й  ЩЕЛИ./ММ/;B2D(I)-ОТНО
0007 C       СИТЕЛЬНАЯ ГЛУБИНА ЩЕЛИ-
0008 C       B(I)/(2*D(I));P(I)-ДАВЛЕНИЕ В
0009 C       ПОЛОСТИ,ОТКУДА ПРОИСХОДИТ ИСТЕЧЕНИЕ.
0010 C       /10**5 Н/КВ.М/;PB-ДАВЛЕНИЕ ВСАСЫВА
0011 C       НИЯ./10**5 Н/КВ.М/;TB-ТЕМПЕРАТУРА
0012 C       ПАРА НА ВСАСЫВАНИИ./К/;N-ПОКАЗАТЕЛЬ
0013 C       ПОЛИТРОПЫ;N1-ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ
0014 C       ВЩ ВИНТА./ОБ/МИН/;ALFA1B-УГОЛ
0015 C       ВСАСЫВАНИЯ./ГРАД/;R1,R2-РАДИУС
0016 C       ВНЕШНЕЙ ОКРУЖНОСТИ И ОКРУЖНОСТИ
0017 C       ВПАДИН ВЩ ВИНТА./ММ/;LB-ДЛИНА ВИНТОВ.
0018 C       /ММ/;DE-ЭКВИВАЛЕНТНЫЙ ДИАМЕТР
0019 C       ПОЛОСТЕЙ ВИНТОВ./СМ/;WT-ОВ'ЕМ ПАРНОЙ
0020 C       ПОЛОСТИ./КУВ.СМ/;LAMBDA-КОЭФФИЦИЕНТ
0021 C       ПОДАЧИ
0022         READ 100,(L(I),I=1,14)
0023   100   FORMAT (14F5.1)
0024         READ 200,(D(I),I=1,14)
0025   200   FORMAT (14F5.3)
0026         READ 100,(B2D(I),I=1,14)
0027         READ 300,(P(I),I=1,4)
0028   300   FORMAT(4F5.2)
0029         READ (5,400) PB,TB,N,N1,ALFA1B
0030         READ (5,400) R1,R2,LB,DE,WT
0031   400   FORMAT (5F10.4)
```

```
0032 C      ОПЕРАТОРЫ 5-31 ПРОИЗВОДЯТ ОПИСАНИЕ
0033 C      И ЧТЕНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ
0034        SGY=0.
0035        SGYT=0.
0036        DO 1 I=1,2
0037        IF (I.EQ.1)PP=P(1)
0038        IF (I.EQ.2)PP=P(2)
0039        DO 1 J=1,14
0040        IF (I.EQ.2.AND.J.GT.5) GO TO 1
0041        IF (J.LE.5) P2=PP
0042        IF (J.GT.5.AND.J.LE.12) P2=P(3)
0043        IF (J.GT.12) P2=P(4)
0044        T2=TB*(P2/PB)**((N-1)/N)
0045        V2=SKOR (T2,P2)
0046        SQ=SQN(P2,PB,V2,T2,D(J),B2D(J))
0047        GY=1.E-06*L(J)*D(J)*SQ
0048        SGY=SGY+GY
0049        SGYT=SGYT+GY*T2
0050      1 CONTINUE
0051        TY=SGYT/SGY
0052        VY=SKOR(TY,PB)
0053 C      ОПЕРАТОРЫ 34-52 ПРОИЗВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЕ
0054 C      УДЕЛЬНЫХ УТЕЧЕК ПАРА НА ВСАСЫВАНИЕ
0055 C      ЧЕРЕЗ КАЖДУЮ ЩЕЛЬ/SQ/, СУММАРНОЕ
0056 C      ЗНАЧЕНИЕ МАССЫ УТЕЧЕК/SGY/,СРЕДНЮЮ
0057 C      ТЕМПЕРАТУРУ/TY/ И УДЕЛЬНЫЙ ОБ'ЕМ
0058 C      УТЕЧЕК /VY/
0059        A=((R1*1.E-03)**2-(R2*1.E-03)**2)*
0060       *((3.1416*(5./6.)*N1/30.)**2)/
0061       *(2.*96.144*TB)
0062        CB=360.E-03*LB*(N1/60.)/ALFA1B
```

```
0063        REB=CB*DE*1.E-02/(9.81*SM(TB)*SKOR
0064       *(TB,PB))
0065        XB=2.5E5/REB
0066        DPB=XB*CB**2/(2.*SKOR(TB,PB))
0067        LAMBDA=(2.-A)/2.-((4.-A)/4.)*DPB*1.E
0068       *-05/PB-(60./N1)*SGY*VY/(4.*WT*1.E-06)
0069        PRINT 500,PB,TB,P(3),N1,LAMBDA
0070    500 FORMAT (3X,'PB=',F4.2,2X,'TB=',F6.2,2
0071       *X,'PH=',F4.1,2X,'N1=',F6.0,2X,'LAMBDA
0072       *=',F5.3)
0073 C      ОПЕРАТОРЫ 59-72 ПРОИЗВОДЯТ ВЫЧИСЛЕНИЕ
0074 C      КОЭФФИЦИЕНТА ПОДАЧИ ВИНТОВОГО КОМПРЕ
0075 C      ССОРА ПО ФОРМУЛЕ,ПРЕДЛОЖЕННОЙ
0076 C      В /37/,ПЕЧАТЬ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ И
0077 C      ВЕЛИЧИНЫ КОЭФФИЦИЕНТА ПОДАЧИ
0078        FUNCTION SQN(PS2,PS1,VS2,TS2,D,B2D)
0079        SQ1=0.
0080        IF((PS2-PS1).LT.0.01) GO TO 2
0081        SQ1=202.6*SQRT(PS2/VS2)
0082        SM1=SM(TS2)
0083        RE1=RE(SQ1,SM1,D)
0084        SR1=SR(RE1)
0085        S=B2D*SR1/SQRT(ABS(RE1))
0086        IF(S.GT.0.5) GO TO 4
0087        QR1=0.0513/(S+0.0995)+0.484
0088        GO TO 5
0089      4 QR1=3.56/(S+5.649)-0.009
0090      5 SQ2=S0(PS1,PS2,TS2,QR1)
0091        IF(SQ2.GT.SQ1) GO TO 2
0092        RE1=RE(SQ2,SM1,D)
0093        N=0
```

```
0094      1 N=N+1
0095        SR1=SR(RE1)
0096        S=B2D*SR1/SQRT(ABS(RE1))
0097        QR1=QR(S)
0098        SQ1=S0(PS1,PS2,TS2,QR1)
0099        RE2=RE(SQ1,SM1,D)
0100        IF(N.GT.4) GO TO 2
0101        RE1=RE2
0102        IF(ABS((RE2-RE1)/RE1).GT.0.01) GO TO
0103       *1
0104      2 CONTINUE
0105        RETURN
0106        END
0107 C      ОПЕРАТОРЫ 78-106 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0108 C      СЕКУНДНОГО РАСХОДА ПАРА ЧЕРЕЗ ЕДИНИЦУ
0109 C      ПЛОЩАДИ СЕЧЕНИЯ ЩЕЛИ ПО ЗАВИСИМОСТЯМ,
0110 C      ПРЕДЛОЖЕННЫМ В /37/
0111        FUNCTION SM(T)
0112        SM=22.9E-06*SQRT(T/273.)/(1.+129./T)
0113        RETURN
0114        END
0115 C      ОПЕРАТОРЫ 111-114 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0116 C      ДИНАМИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ВЯЗКОСТИ
0117        FUNCTION RE(SQ,SM,D)
0118        RE=1.E-03*SQ*D/SM
0119        RETURN
0120        END
0121 C      ОПЕРАТОРЫ 117-120 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0122 C      КРИТЕРИЯ РЕЙНОЛЬДСА
0123        FUNCTION SR(RE)
0124        SR=0.
```

```
0125        IF (RE.GT.15E3) GO TO 1
0126        IF (RE.GT.2.E3) GO TO 2
0127        SR=1.84E-6*RE**2-8.E-3*RE+10.7
0128        GO TO 3
0129      1 SR=14.E-6*RE+3.04
0130        GO TO 3
0131      2 SR=9.15E-5*RE+1.877
0132      3 CONTINUE
0133        RETURN
0134        END
0135 C      ОПЕРАТОРЫ 123-134 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0136 C      ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА SR
0137        FUNCTION S0(PS1,PS2,TS2,QR)
0138        S0=QR*1.159E4*SQRT(ABS(PS2**2-PS1**2)
0139        /TS2)
0140        RETURN
0141        END
0142 C      ОПЕРАТОРЫ 137-141 РЕАЛИЗУЮТ ФОРМУЛУ
0143 C      ДЛЯ РАСЧЕТА СЕКУНДНОГО РАСХОДА ПАРА
0144 C      ЧЕРЕЗ ЕДИНИЦУ ПЛОЩАДИ СЕЧЕНИЯ ЩЕЛИ
0145        FUNCTION QR(S)
0146        QR=0.
0147        IF(S.GT.0.4) GO TO 1
0148        QR=0.0537/(S+0.104)+0.484
0149        GO TO 2
0150      1 QR=3.11/(5.87+S)+0.094
0151      2 CONTINUE
0152        RETURN
0153        END
0154 C      ОПЕРАТОРЫ 145-153 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0155 C      КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ПАРА ЧЕРЕЗ ЩЕЛЬ
```

```
0156        FUNCTION PL(T,V)
0157        CALL CONST1(B0,C0,D0,E0,F0,G0,H0,
0158       *B2,C2,D2,E2,F2,G2,H2,B1,C1,D1,E1,
0159       *F1,G1,H1)
0160        TA=T/369.28
0161        C=1.95E-3/V
0162        AL0=B0*C+C0*C**2+D0*C**3+E0*C**4+F
0163       *0*C**5+C0*C**6+H0*C**7
0164        B=B2*C+C2*C**2+D2*C**3+E2*C**4+F2*
0165       *C**5+G2*C**6+H2*C**7
0166        AL1=1.+B1*0+C1*0**2+D1*0**3+E1*0**
0167       *4+F1*0**5+G1*0**6+H1*0**7
0168        PL=96.144*369.28*(AL0+AL1*TA+B*TA*
0169       **(-3))/V
0170        PL=PL*1.E-05
0171        RETURN
0172        END
0173        SUBROUTINE CONST1(B0,C0,D0,E0,F0,
0174       *G0,H0,B2,C2,D2,E2,F2,G2,H2,B1,C1,
0175       *D1,E1,F1,G1,H1)
0176        B0=-1.842726
0177        C0=1.6613
0178        D0=-1.711909
0179        E0=3.221985
0180        F0=-1.086343
0181        G0=-4.287381
0182        H0=2.4069
0183        B2=-0.308738
0184        C2=-0.155737
0185        D2=0.581155
0186        E2=-1.353292
```

```
0187        F2=1.556336
0188        G2=-0.01027
0189        H2=-0.308876
0190        B1=0.874986
0191        C1=-0.938097
0192        D1=1.334412
0193        E1=-2.520731
0194        F1=0.405841
0195        G1=3.700215
0196        H1=-1.94513
0197        RETURN
0198        END
0199 C      ОПЕРАТОРЫ 156-198 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0200 C      ДАВЛЕНИЯ ПАРА ПО УРАВНЕНИЮ СОСТОЯНИЯ,
0201 C      ПРЕДЛОЖЕННОМУ А.В. КЛЕЦКИМ
0202        FUNCTION SKOR (T,P)
0203        V1=100.E-05*T/P
0204        H=0.01
0205      1 V1=V1-H
0206        P1/PL(T,V1)
0207        IF(ABS((P-P1)/P).LT.0.00001) GO TO 2
0208        IF(P1.LT.P) GO TO 1
0209        V1=V1+H
0210        H=H/2
0211        GO TO 1
0212      2 CONTINUE
0213        SKOR=V1
0214        RETURN
0215        END
0216 C      ОПЕРАТОРЫ 202-215 ПРОИЗВОДЯТ РАСЧЕТ
0217 C      УДЕЛЬНОГО ОБ'ЕМА ПАРА ПО ТЕМПЕРАТУРЕ
0218 C      И ДАВЛЕНИЮ
```

Расчет потери давления на нагнетании рассмотрим применительно к ступени I ВКС (см. пример 3 в параграфе 2.7).

Геометрическая степень сжатия $\varepsilon_т = 2{,}6$, $D_1 = 160$ мм, $K_l = 1$. Плотность пара в окне нагнетания $\rho_н = 1/v_2 = 1/0{,}0455 = 21{,}98$ кг/м³. Остальные данные см. в табл. 2.17, 2.19 и примере 3.

Для определения средней скорости пара в окне нагнетания необходимо кроме параметров пара, приведенных в табл. 2.19, найти площадь сечения окна нагнетания. Для этого определяем последовательно: $W_з = l_в\ (f_{1п} + f_{2п}) - W_п/\varepsilon_т = 16\ (17{,}77 + 12{,}12) - 468/2{,}6 = 298{,}2$ см³; $(W_з/D_1^3)\ 10^3 = (298{,}2/16^3)\ 10^3 = 72{,}8$. По рис. 2.43 находим $\varphi_{1с} = 242°$. Ход нарезки ВЩ винта $h_1 = 1{,}2D_1 = 1{,}2 \cdot 160 = 192$ мм. Значения $\alpha_{1н} = \tau_{1з} - \varphi_{1с} + \beta_{01} = 300 - 242 + 36{,}1 = 94{,}1°$, $\alpha_{2н} = i_{21}\alpha_{1н} + \theta_4 + 2\gamma_{23} = 62{,}73 + 13{,}14 + 18{,}61 = 94{,}5°$.

Проекция окна нагнетания на торец $F_т = 0{,}0014D_1^2\ (\alpha_{1н} + \alpha_{2н} - 27) = 0{,}0014 \cdot 16^2\ (94{,}1 + 94{,}5 - 27) = 57{,}9$ см²; $F_ц = (h_1D_1/4\pi)\ (0{,}014\alpha_{1н} + 0{,}0021\alpha_{2н} - \sin\alpha_{1н} - 1{,}55\sin\alpha_{2н} + 0{,}213) = (19{,}2 \cdot 16/4\pi)\ (0{,}014 \cdot 94{,}1 + 0{,}021 \cdot 94{,}5 - \sin 94{,}1 - 1{,}55\sin 94{,}5 + 0{,}213) = 24{,}44 \cdot 0{,}9723 = 23{,}8$ см².

Общая площадь сечений окна нагнетания $F_н = 57{,}9 + 23{,}8 = 81{,}7$ см².

Средняя условная скорость газа в окне нагнетания ступени I компрессора $c_н \approx G_a^I v_2/F_н = 1{,}834 \cdot 0{,}0455/0{,}00817 = 10{,}2$ м/с.

Кинематическая вязкость пара при условиях нагнетания (см. табл. 2.19) $\nu_н = 0{,}482 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Эквивалентный диаметр $D_э = 0{,}037$ м. Тогда число Рейнольдса $\mathrm{Re} = c_н D_э/\nu_н = 10{,}2 \times 0{,}037/(0{,}482 \cdot 10^{-6}) = 783 \cdot 10^3$. Коэффициент сопротивления [27] $\xi_н = 8{,}42 \cdot 10^6/\mathrm{Re} = 8{,}42 \cdot 10^6/(783 \cdot 10^3) = 10{,}75$. Итак, потеря давления в окне нагнетания на расчетном режиме $\Delta p_н = 0{,}5\xi_н\rho_н c_н^2 = 0{,}5 \cdot 10{,}75 \cdot 21{,}98 \cdot 10{,}2^2 = 12\,295$ Па $\approx 0{,}123 \times 10^5$ Па.

2.9. РАСЧЕТ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РОТОРЫ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

Ведущий (ВЩ) и ведомый (ВМ) роторы состоят из деталей, на которые действуют внешние силы. Такими деталями являются: винты, подверженные несимметричному переменному (пульсирующему) давлению газа; разгрузочные поршни, уравновешивающие часть осевой нагрузки, действующей на винты; зубчатые колеса; уплотнения.

Наиболее трудоемок расчет сил и моментов, действующих на винты, к определению которых и перейдем.

Как известно, винтовой компрессор, являясь объемным типом машины, может надежно работать на различных холодильных агентах без изменений конструкции. В связи с этим серийно выпускаемые машины (на «рынок») необходимо рассчитывать на

максимальный перепад давлений $\Delta p = 1{,}7 \div 2{,}1$ МПа при номинальной частоте вращения.

Однако для большей конкретности обратимся к расчету сил и моментов, действующих на роторы ступени II ВКС двухступенчатой холодильной машины, рассмотренной в примере 3 параграфа 2.7.

Основные исходные данные: $D_1 = D_2 = 125$ мм; $i_{12} = z_2/z_1 = 1{,}5$; $d_{1н} = 80$ мм; $d_{2н} = 120$ мм; $d_{1вн} = d_{2вн} = 75$ мм; $K_1 = 1{,}0$; $l_в = 125$ мм. Ход винтовой линии: $h_1 = 150$ мм; $h_2 = 225$ мм. Частота вращения ВЩ ротора $n_1 = 146{,}4$ с$^{-1}$ = 8783 об/мин. Индикаторная мощность ступени II ВКС $N_i = \eta_м N_e = 0{,}92 \cdot 77{,}4 = 71{,}2$ кВт. Давления: нагнетания $p_н = 1{,}32$ МПа; всасывания $p_в = 0{,}42$ МПа; $\Delta p = 1{,}32 - 0{,}42 = 0{,}9$ МПа; $\varepsilon_р = 2{,}6$. Профиль асимметричный. Холодильный агент — *R*502.

Для наглядности расчета необходимо: построить развертку внешней поверхности винтов («эквивалентных цилиндров») и диаграмму распределения давлений по полостям винтов; определить центральный угол окна нагнетания (а следовательно, и размеры окна) и угол сжатия. Это требуется для того, чтобы найти максимальную площадь поверхности винтов, подверженную полному давлению нагнетания. Для этого винты ставятся в такое положение, при котором верхняя линия гребня зуба ведущего винта соприкасалась бы с впускной кромкой окна нагнетания.

Таким образом, расчет ведется при действии на винты максимальных сил, т. е. в запас. Для крупных и высоконагруженных винтов следует уточнить нагрузку, приняв в расчет среднюю ее величину между наибольшим и наименьшим значениями. В целях сокращения выкладок пренебрежем силами, действующими на так называемые неуравновешенные площадки [35].

Определим угол сжатия $\varphi_{1с}$ (F1S) *: $\varphi_{1с} = f(10^3 W_з/D_1^3)$. Заполненный объем согласно формуле (5.83) работы [47] и табл. 2.17 составит $W_з\,(W) = W_0 - W_п/\varepsilon_р = l_в\,(f_{1п} + f_{2п}) - W_п/\varepsilon_р = 12{,}5\ (10{,}85 + 7{,}76) - 223/2{,}6 = 146{,}85$ см^3. Значение $10^3 W_з/D_1^3 = 10^3 \cdot 146{,}85/12{,}5^3 = 75{,}187 \approx 75{,}2$. По графику на рис. 2.43 находим $\varphi_{1с} = 252°$. Угол закрутки ВЩ винта $\tau_{1з}$ (T1Z) $= 2\pi l_в/h_1 = 360 \cdot 125/150 = 300°$.

Расстояние от торца всасывания до точки C — аппликата $Z_с = \varphi_{1с} h_1/2\pi = 252 \cdot 150/360 = 105$ мм. Осевой шаг зубьев ВЩ винта $\Delta Z\,(DZ) = h_1/z_1 = 150/4 = 37{,}5$ мм.

Угол окна нагнетания (см. рис. 2.44) ВЩ винта $\alpha_{1н}$ (AL1H) $= \tau_{1з} - \varphi_{1с} + \alpha_{01} = 300 - 252 + 34{,}5 = 82{,}5°$, где угол начала сжатия α_{01} (AL$\varnothing$1) зависит от типа профиля зуба. Для зубьев

---

* Здесь и далее рядом с обозначениями величин в скобках приведены идентификаторы, определяющие их в программе для ЭВМ.

с циклоидным профилем на тыльной стороне зуба ВЩ винта

$$\alpha_{01} = \beta_{01}(\text{В} \varnothing 1) = \arccos \frac{A^2 + R_1^2 - r_{2н}^2}{2AR_1} =$$

$$= \arccos \frac{10{,}0^2 + 6{,}25^2 - 6^2}{2 \cdot 10 \cdot 6{,}25} = \arccos 0{,}8245 = 34{,}5°,$$

где $R_1 = 0{,}5D_1$; $r_{2н} = 0{,}5d_{2н}$.

Угол окна нагнетания ВМ винта: $\alpha_{2н}$ (AL2H) $= i_{21}\alpha_{1н} + \theta_4 + 2\gamma_{23} = 2 \cdot 82{,}5/3 + 13{,}14 + 18{,}68 \approx 87°$ (или $\alpha_{2н} = i_{21}\alpha_{1н} + 2\pi/z_2 - \theta_3 = (2/3) \cdot 82{,}5 + 60 - 28{,}24 = 86{,}76°$).

Таким образом, площадь нагнетания в торцевой плоскости [35] $F_т = 0{,}0014D_1^2 (\alpha_{1н} + \alpha_{2н} - 27) = 0{,}0014 \cdot 12{,}5^2 (82{,}5 + 87 - 27) = 31{,}17$ см^2.

Площадь проекции цилиндрической части окна нагнетания $F_ц = (h_1 D_1/4\pi)(0{,}014\alpha_{1н} + 0{,}021\alpha_{2н} - \sin\alpha_{1н} - 1{,}55\sin\alpha_{2н} + 0{,}213) = \frac{15 \cdot 12{,}5}{4\pi}(0{,}014 \cdot 82{,}5 + 0{,}021 \cdot 87 - \sin 82{,}5 - 1{,}55\sin 87 + 0{,}213) = 14{,}9203 \cdot 0{,}65568 = 9{,}73$ см^2.

Суммарная площадь проекции окна нагнетания $F_н = F_т + F_ц = 31{,}17 + 9{,}73 = 40{,}9$ см^2 (она понадобится при расчете скорости пара в окне нагнетания).

Теперь можно перейти к графическим построениям, выбрав удобный масштаб линейных размеров.

На рис. 2.52, *б* показана развертка поверхностей эквивалентных цилиндров. Построение начинается от торца нагнетания, с окна нагнетания. Размеры его цилиндрической и торцевой частей определены выше. Торцевая часть окна нагнетания показана на средней проекции рис. 2.52, *а*, границы которой очерчены углами нагнетания $\alpha_{1н}$ и $\alpha_{2н}$. Обе проекции окна нагнетания заштрихованы.

Все наклонные линии (развертки винтовых линий гребней винтов) нанесены для ВЩ винта под углом β_1 к оси винта, для ВМ винта — углом β_2. Согласно формуле (5.124) работы [47] β_1 (B1) $=$ arctg $(\text{tg}\,\beta_н D_1/d_{1н}) =$ arctg $[(125/80)\,\text{tg}\,59{,}17] =$ arctg $2{,}618 = 69{,}1°$, β_2 (B2) $=$ arctg $(\text{tg}\,\beta_н D_2/d_{2н}) =$ arctg $[(125/120)\,\text{tg}\,59{,}17] =$ arctg $1{,}74533 = 60{,}2°$.

Осевой размер ширины зуба по гребню ВМ винта ΔZ_{23} (DZBM) равен $\Delta Z_{23} = \pi\gamma_{23} d_{2н}\,\text{tg}\,(90 - \beta_н)/180 = 3{,}14 \cdot 9{,}34 \times 120\,\text{tg}\,30{,}8/180 = 11{,}6$ мм. На эту величину наклонные линии зубьев ВМ винта смещены относительно линий ВЩ винта (например, точки *3*, *9* и им подобные).

В дальнейшем понадобится найти давления в полостях сжатия, для чего рекомендуется построить диаграмму распределения давлений [47] $p_x = f(\varphi_1)$ (рис. 2.53). Для построения кривой сжатия имеются следующие точки: точка *А* — координаты 0; $p_в = 4{,}2 \cdot 10^5$ Па; точка *Б* — координаты φ_{1c}; $p_н = 13{,}2 \cdot 10^5$ Па — и две произвольно выбранные точки, например, при $\varphi_1 = 100$

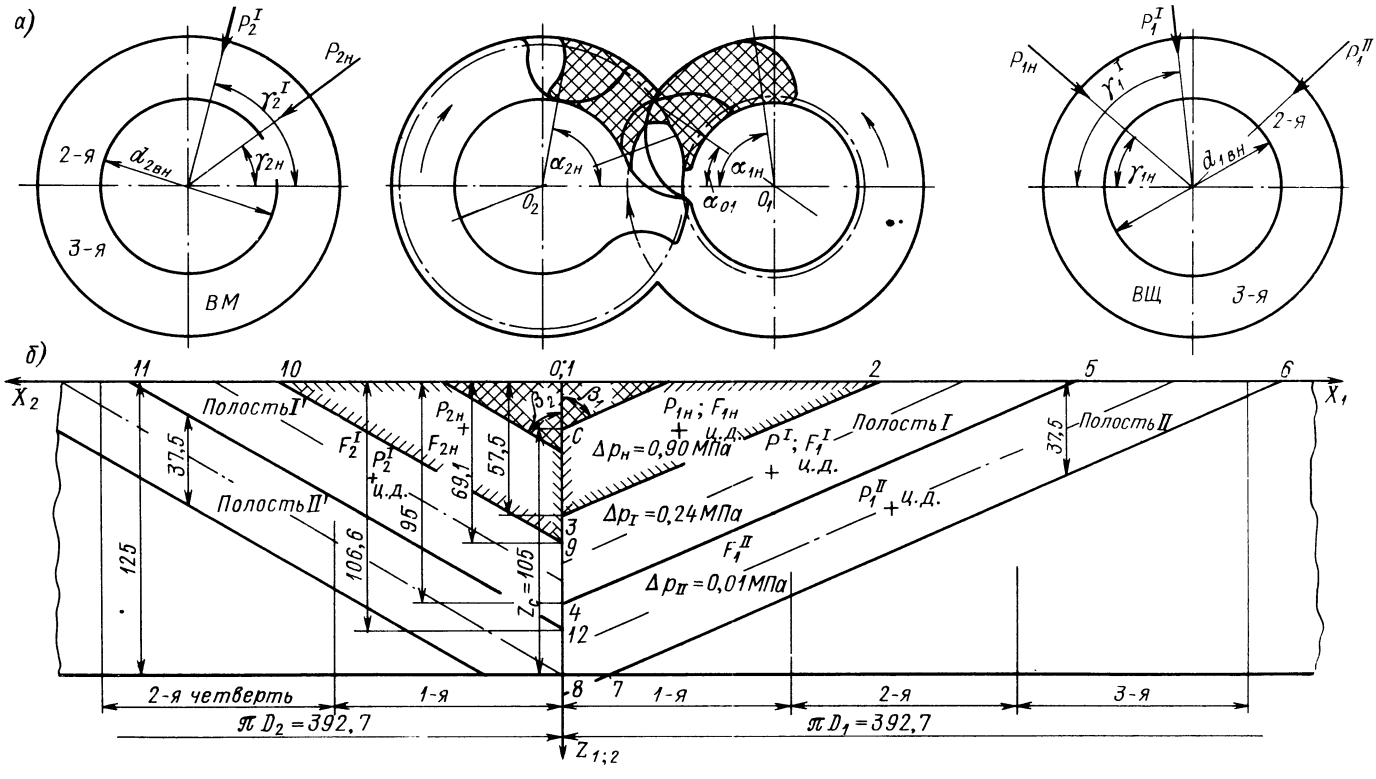


Рис. 2.52. К расчету радиальных сил, действующих на винты: *а* — поперечные сечения винтов, показаны угловые координаты и направления радиальных сил; *б* — развертка поверхностей эквивалентных цилиндров (сторона области сжатия), показаны аппликаты приложения сил и площадки, на которые они действуют

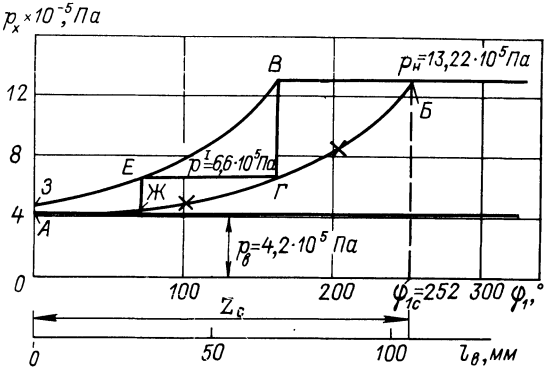


Рис. 2.53. Диаграмма распределения давлений в полостях винтового компрессора (к расчету сил)

и 200°. Для этих точек по графику $10^3 W_з/D_1^3$ (см. рис. 2.43) находим при $\varphi_1 = 100°$ $10^3\ W_з/D_1^3 = 15$; при $\varphi_1 = 200°$ та же функция равна 55. Следовательно, заполненный объем парной полости при $\varphi_1 = 100°$ $W_з = 15/D_1^3 10^{-3} = 15 \cdot 12{,}5^3 \cdot 10^{-3} = 29{,}3$ см^3; при $\varphi_1 = 200°$ $W_з = 55 \cdot 12{,}5^3 \cdot 10^{-3} = 107{,}4$ см^3.

Далее согласно формуле (5.82) работы [47] текущее значение степени повышения давления в полости

$$\pi_x = p_x/p_в \approx \left[\frac{W_п}{W_0 - (W_з)_x}\right]^n,$$

где n — показатель условной политропы сжатия. Можно принять для хладона $R502$ $n \approx 1{,}2$; $(W_з)_x$ — текущее значение заполненного объема. При этом давление в полости

$$p_x = p_в \left[\frac{W_п}{W_0 - (W_з)_x}\right]^n.$$

По этой формуле находим:

при $\varphi_1 = 100°$

$$p_x = 0{,}42 \left(\frac{223}{232{,}625 - 29{,}3}\right)^{1{,}2} = 0{,}47 \text{ МПа} = 4{,}7 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

при $\varphi_1 = 200°$

$$p_x = 0{,}42 \left(\frac{223}{232{,}625 - 107{,}4}\right)^{1{,}2} = 0{,}84 \text{МПа} = 8{,}4 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

На рис. 2.53 (кривая *А-Б*) эти точки отмечены крестиками.

Когда очередная полость подойдет к окну нагнетания, в ней установится давление, равное $p_н$. На диаграмме это давление распространится от точки *Б* до *В*. По оси абсцисс $\varphi_1 = 2\pi/z_1 = 90°$, что соответствует по длине винта $h_1/z_1 = 150/4 = 37{,}5$ мм. В этой полости («сзади идущей») установится давление, характеризуемое линией *ВЕЗ*, расположенной эквивалентно в горизонтальном направлении ($\overline{БВ} = \overline{ГЕ} = h_i/z_i$). Линии *ЕЖ*, *ВГ* изображают разность нарастающих давлений между двумя соседними полостями в процессе сжатия в них пара.

Разности давлений $\Delta p_{\text{н}}$ (DP) $= p_{\text{н}} - p_{\text{в}} = 9 \cdot 10^5$ Па; $\Delta p_{\text{I}} = (6{,}6 - 4{,}2)\,10^5 = 0{,}24 \cdot 10^5$ Па, $\Delta p_{\text{II}} = (4{,}3 - 4{,}2)\,10^5 = 0{,}1 \cdot 10^5$ Па являются силами, действующими на единицу площади соответствующих участков винта.

Радиальные силы, действующие на винты. Расчет начинается со стороны торца нагнетания, точнее, с полостей, подверженных давлению нагнетания; причем винты устанавливаются в такое положение, при котором, как упоминалось, ближайшая парная полость подошла к окну нагнетания.

Ведущий винт. Радиальная сила $P_{1\text{н}}$ (P1 (I)), направленная по радиусу винта, — сила давления газа, приходящаяся на цилиндрическую часть окна нагнетания винта и присоединенную к ней ближайшую полость ВЩ винта. Вместе они образуют на развертке эквивалентного цилиндра (рис. 2.52, *б*) треугольник *1—2—3*. Определяем центр тяжести этой фигуры — центр давления газа на эту площадку. Он имеет координаты: абсциссу X_1 (XD1 (I)) = 50,2 мм (отсчет вправо по оси $X_1 - X_2$ от линии *1—8*); аппликату Z (ZD1 (I)) = 19,2 мм, отсчитываемую от оси иксов — от торца нагнетания.

Треугольник *1—2—3* имеет катеты $5{,}75 \operatorname{tg} 69{,}1 = 15$ см и $2 + 3{,}75 = 5{,}75$ см. Расчетная (эффективная) площадь $F_{1\text{н}}$ согласно формуле (5.125) работы [47] составит $F_{1\text{н}} = K_{1\text{кр}} \cdot 0{,}5 \times 15 \cdot 5{,}75 = 0{,}9 \cdot 43{,}125 = 38{,}8$ см^2, где хордальный коэффициент $K_{1\text{кр}} = \sin(\pi/z_1)/(\pi/z_1) = \sin 45/0{,}7854 = 0{,}9$.

Сила $P_{1\text{н}} = \Delta p_{\text{н}} F_{1\text{н}} = 9 \cdot 38{,}8 \cdot 10^5 \cdot 10^{-4} = 3492$ Н.

Угол $\gamma_{1\text{н}}$ (GAMMA1 (I)) $= \breve{S}360/(\pi D_1) = 360 \cdot 5{,}02/(3{,}14 \times 12{,}5) = 46°$, где дуга $\breve{S} = 50{,}2$ (см. выше, координата X_1).

На торцовое сечение ВЩ винта (рис. 2.52, *а*) наносим вектор силы $P_{1\text{н}}$ под углом $\gamma_{1\text{н}} = 46°$ к горизонтальной оси (в 1-й четверти).

Определим силу P_1^{I}, действующую на соседнюю полость ВЩ винта: $P_1^{\text{I}} = \Delta p^{\text{I}} F_1^{\text{I}}$. Из диаграммы распределения давлений (см. рис. 2.53) находим $\Delta p^{\text{I}} = (6{,}6 - 4{,}2)\,10^5 = 2{,}4 \cdot 10^5$ Па.

Площадь трапеции *2—3—4—5* (рис. 2.52, *б*) находится как произведение ее высоты $3{,}75 \sin 69{,}1$ см на длину грузовой линии (гр. л.), равную $0{,}5\,(5{,}75 + 9{,}5)/\cos 69{,}1$ см. Расчетная площадь (с учетом хордального коэффициента) $F_1^{\text{I}} = 0{,}9 \cdot 3{,}75 \sin 69{,}1 \times 0{,}5 \cdot 15{,}25/\cos 69{,}1 = 0{,}45 \cdot 3{,}75 \cdot 15{,}25 \operatorname{tg} 69{,}1 = 67{,}3$ см^2. Радиальная сила, действующая на фигуру *2—3—4—5*, $P_1^{\text{I}} = 2{,}4 \times 10^5 \cdot 67{,}3 \cdot 10^{-4} = 1615$ Н.

Координаты центра давления площади F_1^{I} находим аналитически или графически. Величина $X_1 = 90{,}6$ мм, $Z_1 = 40{,}3$ мм. Угол $\gamma_1^{\text{I}} = 9{,}06 \cdot 360/(3{,}14 \cdot 12{,}5) = 83°$. На рисунок наносим вектор силы P_1^{I}.

Определим силу P_1^{II}, действующую на площадь *4—5—6—7—8*: $P_1^{\text{II}} = \Delta p^{\text{II}} F_1^{\text{II}}$. Площадь фигуры *4—5—6—7—8* равна $3{,}75 \times 0{,}5\,(9{,}5 + 13{,}25) \operatorname{tg} 69{,}1 = 111{,}6$ см^2. Расчетная (эффективная) площадь $F_1^{\text{II}} = 0{,}9 \cdot 111{,}6 = 100{,}4$ см^2.

Радиальная сила $P_1^{II} = 0{,}1 \cdot 10^5 \cdot 100{,}4 \cdot 10^{-4} = 100$ Н. Сопоставляя P_1^{II} с P_1^I и $P_{1н}$, убеждаемся в том, что силой P_1^{II} можно пренебречь.

Ведомый винт. Радиальная сила $P_{2н}$ (P2 (I)) $= \Delta p_н F_{2н}$.

Расчетная (эффективная) площадь $F_{2н} = K_{2хр} \cdot 0{,}5 \cdot 6{,}91^2 \times$ $\times$ tg 60,2 $= 0{,}955 \cdot 23{,}87 \cdot 1{,}745 = 39{,}8$ см^2, где хордальный коэффициент для ВМ винта (при $z_2 = 6$) $K_{2хр} = 0{,}955$.

Сила $P_{2н} = \Delta p_н F_{2н} = 9{,}0 \cdot 10^5 \cdot 39{,}8 \cdot 10^{-4} = 3582$ Н.

Центр давления на площадь $F_{2н}$ имеет координаты: X_2 (XD2 (I)) $= 69{,}1$ tg 60,2/3 $= 40{,}2$ мм (отсчитывается влево от оси $Z_{1,2}$); Z_2 (ZD2 (I)) $= 69{,}1/3 = 23$ мм. Угол $\gamma_{2н}$(GAMMA2 (I))$=$ $= 360 \cdot 40{,}2/(3{,}14 \cdot 125) = 37°$.

На сечении ВМ винта (слева на рис. 2.52, *а*) наносим вектор $P_{2н}$ (в 1-й четверти).

Сила $P_2^I = \Delta p^I F_2^I$, где $p^I = 2{,}4 \cdot 10^5$ Па. Величина $F_2^I = K_{2хр} \cdot$ пл. *9—10—11—12*. Значение $F_2^I = 0{,}955 \cdot 3{,}75 \cdot 0{,}5$ (6,91 + 10,66) $\times$ $\times$ tg 60,2 $= 55$ см^2. Сила $P_2^I = 2{,}4 \cdot 10^5 \cdot 55 \cdot 10^{-4} = 1318$ Н. Координаты центра давления на площадь F_2^I: $X_2 = 82{,}5$ мм; $Z_2 =$ $= 42$ мм.

Угол $\gamma_2^I = 360 \cdot 82{,}5/(3{,}14 \cdot 125) = 76°$.

Силой P_2^{II} (ввиду ее малости) пренебрежем.

Итак, в результате расчета определены радиальные силы, действующие на винты:

ведущий — $P_{1н}$ с координатами $\gamma_{1н} = 46°$ и $Z_1 = 19{,}2$ мм, P_1^I с координатами $\gamma_1^I = 83°$ и $Z_1 = 40{,}3$ мм;

ведомый — $P_{2н}$ с координатами $\gamma_{2н} = 37°$ и $Z_2 = 23$ мм, P_2^I с координатами $\gamma_2^I = 76°$ и $Z_2 = 42$ мм.

Необходимо заметить, что при вращении винтов наиболее нагруженные площади *1—2—3—9—10* уменьшатся, а в полостях, расположенных после них, давление увеличится. Суммарная радиальная сила, как показывают результаты расчетов, несколько уменьшается. Очевидно, при необходимости уточнения расчета следует определить силы и при другом положении винтов, осреднив затем результаты. Также, особенно при машинном счете, можно учесть силы, действующие на неуравновешенные площадки.

Осевые силы и крутящие моменты. Вектор полной осевой силы $\overline{P}_z$, действующей на каждый ротор, равен сумме векторов сил, направленных по оси винта или параллельно ей: $\overline{P}_z = \overline{P}_т + \overline{P}_а + \overline{P}_ш + \overline{P}_{р.у}$, где $\overline{P}_т$ — суммарная сила, действующая на торцевые поверхности винта, уступы вала и другие детали, сидящие на валу и неуравновешенные по силам газового давления; $\overline{P}_а$ — суммарная осевая сила, действующая на профильные (боковые) поверхности зубьев винта; $\overline{P}_ш$ — осевая сила зубчатого зацепления (например, шестерен связи или мультипликатора); $\overline{P}_{р.у}$ — осевая сила разгрузочного устройства.

Найдем осевую силу, действующую собственно на торцы винтов, так как другие неуравновешенные торцевые силы следует рассчитывать для конкретной конструкции компрессора по данным рабочих чертежей.

Известно, что торец нагнетания винтового компрессора в отличие от торца всасывания находится при неодинаковом давлении газа.

Согласно формуле (5.117) работы [47]

$$P_{ti} = (2f_{зi} + 0{,}5f_{зi} + 0{,}5f_{кi})\,\Delta p_н = (2{,}5f_{зi} + 0{,}5f_{кi})\,\Delta p_н.$$

Здесь $\Delta p_н = p_н - p_в$; $f_{зi} = 0{,}25\pi\ (D_i^2 - d_{i\,вн}^2)/z_i - f_{iп}$ — площадь торцевого сечения зуба винта, где $i = 1$ для ВЩ винта и $i = 2$ для ВМ винта; $f_{кi} = 0{,}25\pi\ (d_{i\,вн}^2 - d_{iв}^2)$ — кольцевая площадь, образованная окружностями впадин винта и вала; $f_{з1} = 0{,}25 \cdot 3{,}14\ (12{,}5^2 - 7{,}5^2)/4 - 10{,}85 = 8{,}785$ см^2; $f_{з2} = 0{,}25 \times 3{,}14\ (12{,}5^2 - 7{,}5^2)/6 - 7{,}76 = 5{,}33$ см^2; $f_{к1,2} = 0{,}25 \times 3{,}14\,(7{,}5^2 - 6{,}8^2) = 7{,}86$ см^2.

Осевая сила, действующая на торцы ВЩ и ВМ винтов соответственно: $P_{т1}$ (РТ1) $= (2{,}5 \cdot 8{,}785 + 0{,}5 \cdot 7{,}86)\,(13{,}2 - 4{,}2) =$ $= 2285$ Н; $P_{т2}$ (РТ2) $= (2{,}5 \cdot 5{,}33 + 0{,}5 \cdot 7{,}86)\,9 = 1523$ Н. Эти силы приложены по образующей цилиндра диаметром $d_{i\,вн}$ и $\gamma_т \approx 45°$.

Суммарная осевая сила $\sum P_{iz}$, действующая на *профильные поверхности* зубьев винта, создает крутящий момент относительно оси винта; причем сила, направленная в сторону всасывания, создает крутящий момент, направленный против вращения винта. Для преодоления этого момента необходимо приложить внешнюю силу, например, от двигателя. Осевая сила, действующая на профильные поверхности винта в сторону нагнетания, создает крутящий момент, направленный в сторону вращения винта. В этом случае не требуется прикладывать внешнюю силу для вращения винта, так как винт вращается за счет энергии газа (используя потенциальную энергию давления газа).

В зависимости от типа профиля зуба на профильные поверхности зубьев ВМ винта действуют осевые силы, направленные в сторону нагнетания (у винтов с асимметричным и эллиптическим профилем зубьев), или они отсутствуют (у винтов с цевочным профилем зубьев). Таковы свойства, обусловленные геометрией винтов [35].

Осевая сила, действующая на профильные поверхности ВЩ винта, во всех случаях направлена в сторону всасывания. Таким образом, ВЩ винт, и только он, получает энергию от внешнего источника — двигателя. Исключая механические потери в компрессоре, можно записать $M_{кр} = M_{1ср} - M_{2ср}$ или $M_{1ср} = M_{кр} + M_{2ср}$, где все моменты приведены к валу ВЩ винта; $M_{i\,ср}$ — средние значения крутящих моментов на ВЩ и ВМ винтах; $M_{кр} = 9560N_i/n_1$; N_i — индикаторная мощность, кВт.

В общем случае $dM_{кр} = (h/2\pi)\,dP_а$.

Пользуясь этим, можно найти среднее значение осевых сил за рабочий цикл, если известны крутящие моменты на винтах. Согласно формуле (5.118) работы [47]

$$\sum P_{1a} = (2\pi/h_1) M_{1cp}; \quad \sum P_{2a} = (2\pi/h_2) M'_{2cp}.$$

Согласно формуле (5.121) работы [47] M_{1cp} (SM1) $= (1 + k_м) M_{кр}$, где для асимметричных профилей коэффициент $k_м \approx 0{,}1$. Итак, среднее значение крутящего момента ВЩ винта (он не равен крутящему моменту на муфте ВЩ ротора!) $M_{1cp} = (1 + 0{,}1) M_{кр} = 1{,}1 \cdot 9560 N_i/n_1 = 10\,516 \cdot 71{,}2/8783 = 85{,}25$ Н·м.

Значение $M_{2cp} = 0{,}1 \cdot 9560 \cdot 71{,}2/8783 = 7{,}75$ Н·м. На ведомом винте согласно закону передачи крутящих моментов M'_{2cp} (SM2) $= M_{2cp} n_2/n_1 = 7{,}75 \cdot 1{,}5 = 11{,}62$ Н·м.

Суммарные осевые силы, действующие на ВЩ и ВМ винты: $\sum P_{1a}$ (P1A) $= 85{,}25 \cdot 6{,}28/0{,}15 = 3570$ Н, силы $\sum P_{1a}$ направлены в сторону всасывания; $\sum P_{2a}$ (P2A) $= 11{,}62 \cdot 6{,}28/0{,}225 = 324$ Н·м, силы $\sum P_{2a}$ направлены в сторону нагнетания.

Эти силы приложены по образующей среднего цилиндра, диаметр которого $D_{i\,ср}$ (DSR) $= 0{,}5\ (D_i + d_{i\,вн})$. В нашем случае для обоих винтов $D_{ср} = 0{,}5\ (125 + 75) = 100$ мм.

Найденные значения осевых сил представляют собой сумму осевых сил, фактически действующих в нескольких наиболее нагруженных полостях. В данном примере таких полостей две, их развертки показаны на рис. 2.52 — площади *1—2—3* и *2—3—4—5* на ВЩ винте и аналогичные им на ВМ винте.

Пропорционально радиальным силам, очевидно, действуют и осевые силы, так как равномерно распределенные силы давления газа на сложные профильные поверхности зуба можно заменить одной сосредоточенной силой, нормальной к поверхности. Точка ее приложения — центр давления (ц. д.) — находится на линии действия радиальных сил — на пересечении ее с поверхностью цилиндра диаметром $D_{ср}$.

Тогда осевая сила, действующая в полостях, примыкающих к камере нагнетания (площадь *1—2—3* на рис. 2.52), для ВЩ винта *

$$P_{a1н}(\text{PA1 (J)}) = \sum P_{1a} \frac{P_{1н}}{P_{1н} + P_1^I} = 3570 \frac{3492}{3492 + 1615} = 2441 \text{ Н}.$$

В полости *I*

$$P_{1a} = \sum P_{1a} \frac{P_1^I}{P_{1н} + P_1^I} = 3570 \frac{1615}{5107} = 1129 \text{ Н}.$$

---

* См. формулу (5.130) в работе [47].

Аналогично для ведомого винта

$$P_{a2н}(\text{PA2 (J)}) = \sum P_{2a}\frac{P_{2н}}{P_{2н}+P_2^{I}} = 324\,\frac{3582}{3582+1318} = 237\text{ Н},$$

$$P_{2a}^{I} = \sum P_{a2}\frac{P_2^{I}}{P_{2н}+P_2^{I}} = 324\,\frac{1318}{4900} = 87\text{ Н}.$$

Воспользуемся формулой (5.131) из работы [47] $P_{ок\,l} = P_{1a}\operatorname{ctg}\beta_{l\,ср}$, где угол наклона винтовой линии, проходящей через центр давления, лежащий на цилиндре диаметром $D_{ср}$:

для ВЩ винта

$$\beta_{1ср}(\text{BSR1}) = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg}\beta_н D_{ср}/d_{1н}) = \operatorname{arctg}\left(\frac{100}{80}\operatorname{tg}59{,}17°\right) =$$

$$= \operatorname{arctg}\ 2{,}0944 \approx 64{,}5°;$$

для ВМ винта

$$\beta_{2ср}(\text{BSR2}) = \operatorname{arctg}\left(\frac{100}{120}\operatorname{tg}59{,}17°\right)\operatorname{arctg}1{,}3963 = 54{,}4°.$$

Тогда окружные силы будут равны:

для ВЩ винта

$$P_{ок\,1н}(\text{POK1 (J)}) = P_{a\,1н}\operatorname{ctg}\beta_{1ср} = 2441\cdot 0{,}4775 = 1165\text{ Н},$$

$$P_{ок1} = P_{1a}^{I}\operatorname{ctg}\beta_{1ср} = 1129\cdot 0{,}4775 = 539\text{ Н};$$

для ВМ винта

$$P_{ок\,2н}(\text{POK2 (J)}) = P_{a\,2н}\operatorname{ctg}\beta_{2\,ср} = 237\cdot 0{,}7162 = 170\text{ Н},$$

$$P_{ок2} = P_{2a}^{I}\operatorname{ctg}\beta_{2ср} = 87\cdot 0{,}7162 = 62\text{ Н}.$$

Найденные осевые и окружные силы имеют те же координаты, что и радиальные силы, т. е. соответствующие углы γ_i и аппликаты Z_i, а третья координата этих сил — радиус среднего цилиндра — $0{,}5D_{ср} = 50$ мм.

Необходимо иметь в виду, что все эксцентрично приложенные к винту осевые, а также окружные силы вызывают изгиб вала ротора.

Для проверки расчета можно воспользоваться зависимостями: $\Sigma P_{ок\,1} = P_{ок\,1н} + P_{ок1} = 1165 + 539 = 1704$ Н; крутящий (суммарный) момент на ВЩ винте $M_1 = \Sigma\, P_{ок\,1}\cdot 0{,}5D_{ср} = 1704\times$ $\times\ 0{,}05 = 85{,}2$ Н·м, что совпадает с ранее найденным значением $M_{1ср}$ через индикаторную мощность и частоту вращения.

Что касается сил, действующих в зубчатом зацеплении (при наличии его), то вводить их в расчет здесь не будем, так как учет их не вызывает затруднений.

О силах разгрузочного устройства (поршня на валу ротора) отметим следующее. На ВЩ винт действует бóльшая осевая сила,

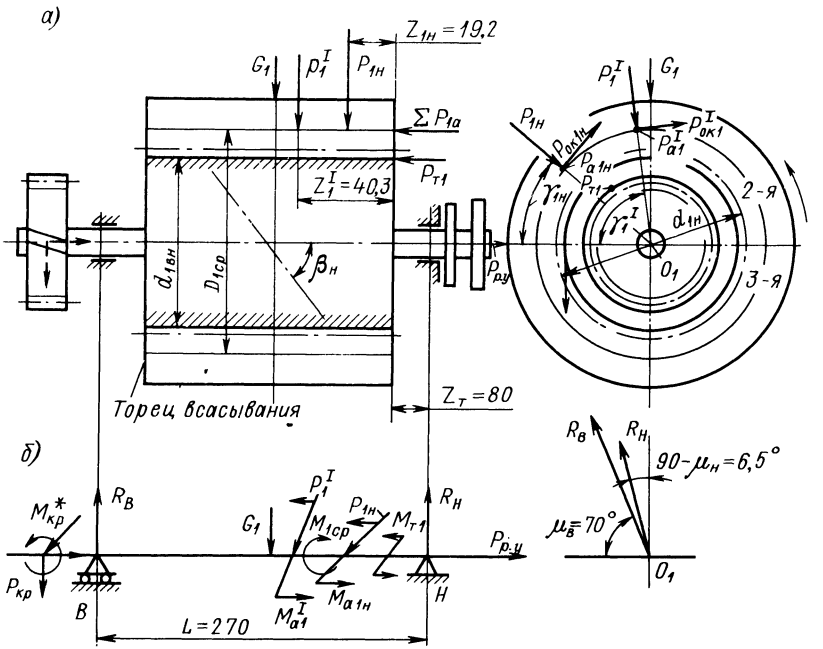


Рис. 2.54. Силы и моменты сил, действующие на ВЩ ротора (*а*). Расчетная схема реакций в опорных подшипниках ВЩ винта (*б*)

чем на ВМ винт. В связи с этим разгрузку упорного подшипника от осевой силы необходимо осуществлять на ВЩ роторе. На ВМ роторе от такой разгрузки иногда отказываются. Для ведомого ротора важно иметь суммарное действие всех осевых сил, направленное в сторону всасывания, что обеспечит стабильное относительное положение обоих винтов.

Итак, на винты действует сложная система сил и моментов, находящихся в различных плоскостях.

Для расчета опорных и упорных подшипников, напряжений в валах и их прогибов необходимо определить реакции на опорах.

На рис. 2.54 и 2.55 показаны силы, направление и точки приложения их, а также моменты, действующие на ВЩ и ВМ роторы.

Рассмотрим сначала ВЩ ротор. Пусть винт имеет правую нарезку. Область сжатия, напомним, находится условно «сверху» горизонтальной плоскости осей — в основном в 1-й и 2-й четвертях. Это важно, так как массовые силы роторов также направлены вниз. В холодильных маслозаполненных компрессорах область сжатия находится, как правило, снизу, и тогда 1-я и 2-я четверти поменяются местами соответственно с 4-й и 3-й; изменится направление вращения винта, а массовые силы, естественно, своего направления не изменят. Если не учитывать силы, действующие на неуравновешенные площадки, то тип профиля зубьев иметь значения не будет.

На рис. 2.54, *а* слева показано зубчатое колесо, обычно размещаемое со стороны всасывания. Если это шестерня связи, то $M^*_{кр} \approx 0{,}1M_{кр}$ для винтов с асимметричным и эллиптическим профилями зубьев. Силы, возникающие в косозубом зацеплении, относительно невелики и их можно не учитывать при расчете реакций в опорах и напряжений в валах ротора ВЩ винта. Если $M^*_{кр} = M_{кр}$, т. е. шестерня воспринимает полный крутящий момент, передаваемый компрессору, то учет сил обязателен. Однако чаще всего $M_{кр}$ ВЩ винту передается через муфту, и тогда радиальные и осевые силы, разумеется, отсутствуют. Предположим именно этот случай.

На рис. 2.54 показаны векторы сил и места их приложения. На правой проекции представлены точки приложения газовых сил, причем векторы осевых сил изображаются точками.

Окружные и внецентренно приложенные осевые силы, как известно, вызывают изгиб вала. Однако эти силы действуют в различных радиальных плоскостях, что, в отличие от радиальных сил, затрудняет их приведение к двум взаимно перпендикулярным плоскостям и оценку их влияния в общем балансе сил. Поэтому реакции на радиальных опорах будем определять в радиальных плоскостях действия сил и нормальным к ним плоскостям с последующим нахождением равнодействующей на опорах *.

На рис. 2.54, *б* показана расчетная схема сил ВЩ ротора. Моменты внецентренно приложенных осевых сил: момент $M_{а1н} = P_{а1н} \cdot 0{,}5D_{ср} = 2441 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 122$ Н·м действует в радиальной плоскости, в которой лежит сила $P_{1н}$; момент $M_{а1} = P^1_{1а} \cdot 0{,}5D_{ср} = 1129 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 56$ Н·м действует в радиальной плоскости силы P^1_1; момент от торцевой силы $P_{т1}$: $M_{т1}$ (МТ1) $= P_{т1} \cdot 0{,}5d_{1вн} = 2285 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}075 = 85$ Н·м действует в биссекторной плоскости 1-й четверти ($\angle \approx 45°$). В данном случае эту плоскость можно совместить с ближайшей плоскостью, в которой лежит сила $P_{1н}$. Эту плоскость обозначим $0_1P_{1н}$. Определим реакции на опорах B и H от сил и моментов, лежащих в плоскости $0_1P_{1н}$:

$$\sum M_B = P_{1н}(L - Z_{1н} - Z_т) - M_{а1н} - M_{т1} - H'_н L = 0,$$

откуда реакция на опоре H от радиальной силы $P_{1н}$ и моментов $M_{а1н}$ и $M_{т1}$ составит

$$H'_H(НН1) = (1/L)[P_{1н}(L - Z_{1н} - Z_т) - M_{а1н} - M_{т1} =$$

$$= (1/0{,}27)[3492 \cdot 10^{-3}(27 - 1{,}92 - 8) - 122 - 85] = 1441 \text{ Н};$$

$$\sum M_Н = -P_{1н}(Z_{1н} + Z_т) - M_{а1н} - M_{т1} + B'_н L = 0,$$

---

* Ниже приведен расчет реакций в опорных подшипниках ВЩ и ВМ винтов по методам, известным студентам из предыдущих вузовских курсов. На рис. 2.54 и 2.55 представлены только суммарные силы опорных реакций (их составляющие не показаны).

откуда реакция на опоре B от тех же сил

$$B'_H\,(\text{BH1}) = \frac{3492\cdot 10^{-2}\,(1{,}92+8)+122+85}{0{,}27} = 2050\ \text{Н}.$$

Реакции на тех же опорах от окружной силы $P_{\text{ок1н}}$, направленной перпендикулярно к плоскости $0_1P_{1\text{н}}$:

$$H''_H\,(\text{HH2}) = \frac{P_{\text{ок 1н}}\,(L - Z_{1\text{н}} - Z_\text{т})}{L} = \frac{1165\cdot 10^{-2}\,(27-9{,}92)}{0{,}27} = 737\ \text{Н};$$

$$B''_H\,(\text{BH2}) = \frac{P_{\text{ок 1н}}\,(Z_{1\text{н}} + Z_\text{т})}{L} = \frac{1165\cdot 10^{-2}\cdot 9{,}92}{0{,}27} = 428\ \text{Н}.$$

Так как силы B''_H и H''_H перпендикулярны соответственно силам B'_H и H'_H, то равнодействующие этих сил равны

$$B_H = \sqrt{(B'_H)^2 + (B''_H)^2} = 10^2\sqrt{20{,}5^2 + 4{,}28^2} = 2094\ \text{Н}.$$

Относительно плоскости $0_1P_{1\text{н}}$ сила B_H расположена под углом $\gamma'' = \arccos\,(B'_H/B_H) = \arccos\,(2050/2094) = 11{,}6°$. Относительно горизонтальной оси

$$\gamma_B\,(\text{GAMMAB (J)}) = \gamma_{1\text{н}} + \gamma'' = 46 + 11{,}6 = 57{,}6°,$$

$$H_H = \sqrt{(H'_H)^2 + (H''_H)^2} = 10^2\sqrt{14{,}41^2 + 7{,}37^2} = 1618\ \text{Н}.$$

Эта сила составляет с плоскостью $0_1P_{1\text{н}}$ угол $\gamma' = \arccos\,(H'_H/H_H) = \arccos\,(1441/1618) = 27°$, а относительно горизонтальной оси угол γ'_H (GAMMAH (J)) $= \gamma_{1\text{н}} + \gamma' = 46 + 27 = 73°$.

Определим реакции на опорах B и H от силы P^{I}_1 и момента M^{I}_{a1}, действующих в плоскости $0_1P^{\text{I}}_1$:

$$\sum M_B = P^{\text{I}}_1\,(L - Z^{\text{I}}_1 - Z_\text{т}) - M^{\text{I}}_{a1} - H'_1 L = 0;$$

$$H'_1 = \frac{P^{\text{I}}_1\,(L - Z_1 - Z_\text{т}) - M^{\text{I}}_{a1}}{L} = \frac{1615\cdot 10^{-2}\,(27 - 4{,}03 - 8) - 56}{0{,}27} = 688\ \text{Н};$$

$$\sum M_H = -P^{\text{I}}_1\,(Z^{\text{I}}_1 + Z_\text{т}) - M^{\text{I}}_{a1} + B'_1 L = 0;$$

$$B'_1 = \frac{1615\cdot 10^{-2}\,(4{,}03+8)+56}{0{,}27} = 927\ \text{Н}.$$

Реакции от окружной силы $P^{\text{I}}_{\text{ок I}}$:

$$H''_1 = \frac{P^{\text{I}}_{\text{ок I}}\,(L - Z^{\text{I}}_1 - Z_\text{т})}{L} = \frac{539\cdot 10^{-2}\,(27 - 12{,}03)}{0{,}27} = 299\ \text{Н};$$

$$B''_1 = \frac{P^{\text{I}}_{\text{ок I}}\,(Z^{\text{I}}_1 + Z_\text{т})}{L} = \frac{539\cdot 10^{-2}\,(4{,}03+8)}{0{,}27} = 240\ \text{Н}.$$

Равнодействующие сил H_1' и H_1'', B_1' и B_1'':

$$H_1\sqrt{(H_1')^2+(H_1'')^2}=10^2\sqrt{6{,}88^2+2{,}99^2}=750\text{ Н};$$

угол между плоскостью $0_1P_1^1$ и силой H_1 равен $\gamma_1'=$ $=\arccos(H_1'/H_1)=\arccos(688/750)=23{,}5°$, а с горизонтальной осью угол $\gamma_н=\gamma_1'+\gamma_1'=83+23{,}5=106{,}5°$;

$$B_1=\sqrt{(B_1')^2+(B_1'')^2}=10^2\sqrt{9{,}27^2+2{,}4^2}=960\text{ Н};$$

угол между силами P_1^1 и B_1 равен $\gamma_1''=\arccos(B_1'/B_1)=$ $=\arccos(927/960)=15°$; относительно горизонтальной оси угол $\gamma_1=83+15=98°$.

Теперь определим силы R_H и R_B — полные реакции и их направления в опорах B и H (см. рис. 2.54) от действия радиальных, осевых и окружных сил на ВЩ винт. (Напомним, что ВЩ винт в нашем примере расположен справа от ВМ винта.) Для этого найдем сначала углы между силами:

на опоре H между силами H_H и H_1: $\theta_H=\gamma_H-\gamma_H'=106{,}5-$ $-73=33{,}5°$;

на опоре B между силами B_H и B_1: $\theta_B=\gamma_1-\gamma_B'=98-$ $-57{,}6=40{,}4°$.

Пользуясь изображением векторов сил, по теореме косинусов находим реакции на опорных подшипниках:

$$R_H(\text{RH1})=\sqrt{H_H^2+H_1^2-2H_HH_1\cos(180-\theta_H)}=$$

$$=\sqrt{1618^2+750^2+2\cdot1618\cdot750\cos33{,}5°}=2281\text{ Н};$$

$$R_B(\text{RB1})=\sqrt{B_H^2+B_1^2-2B_HB_1\cos(180-\theta_B)}=$$

$$=\sqrt{2094^2+960^2+2\cdot2094\cdot960\cos40{,}4°}=2892\text{ Н}.$$

Угол между силами R_H и H_H

$$\theta_H'=\arccos\frac{R_H^2+H_H^2-H_1^2}{2R_HH_H}=\arccos\frac{2281^2+1618^2-750^2}{2\cdot2281\cdot1618}=10{,}5°.$$

Таким образом, равнодействующая сила R_H на опоре H (сторона нагнетания) составляет с горизонталью угол μ_H(ALFA1H) = $= \gamma'_H + \theta'_H = 73 + 10{,}5 = 83{,}5°$, с вертикалью $90 - 83{,}5 = 6{,}5°$ (см. рис. 2.54).

Угол между силами R_B и B_H

$$\theta'_B = \arccos \frac{R_B^2 + B_H^2 - B_1^2}{2R_B B_H} = \arccos \frac{2892^2 + 2094^2 - 960^2}{2 \cdot 2892 \cdot 2094} = 12{,}5°.$$

Равнодействующая сила R_B на опоре B составляет с горизонталью угол μ_B (ALFA1B) $= \gamma'_B + \theta'_B = 57{,}6 + 12{,}5 \approx 70°$, с вертикалью $90 - 70 = 20°$.

Теперь можно учесть массовую силу ВЩ ротора G_1 (GR1). Полагая (приближенно), что центр массы ротора находится посередине между опорами, найдем увеличение реакции R_H на опоре H: $0{,}5G_1 \cos(90 - \mu_H) = 0{,}5 \cdot 200 \cos 6{,}5° \approx 96$ Н, где $G_1 \approx 200$ Н. Увеличение реакции R_B на опоре B составит $0{,}5G_1 \cos(90 - \mu_B) = 0{,}5 \cdot 200 \cos 20° \approx 90$ Н. Таким образом, окончательно $R_H = 2281 + 96 = 2380$ Н, $R_B = 2892 + 90 = 2980$ Н.

Учет массовых сил ротора дает поправку примерно на 3—4 %.

Суммарная осевая сила, действующая на ВЩ винт: $\sum P_a^{\text{вщ}} = P_{\text{т1}} + \sum P_{1a} = 2285 + 3570 = 5855$ Н. Эта сила частично уравновешивается осевой силой $P_{\text{р.у}}$ разгрузочного устройства, а также осевой силой в зубчатом зацеплении. Численное значение этих сил определяют при расчете конкретной конструкции компрессора.

Перейдем к расчету реакций на опорах ВМ винта. К тому, что было сказано ранее о ВМ винте, необходимо добавить следующее. Ведомый винт имеет другого направления (левую) нарезку. Если профиль зубьев асимметричный или эллиптический, то в зацеплении винтов существуют неуравновешенные площадки, обусловливающие появление профильных осевых сил $\sum P_a^{\text{вм}} = P_{\text{т2}} - \sum P_{2a}$. В рассматриваемом примере при определении радиальных сил силу давления пара на неуравновешенные площадки по-прежнему учитывать не будем.

Моменты внецентренно приложенных осевых сил: момент $M_{\text{а2н}} = P_{\text{а2н}} \cdot 0{,}5D_{\text{ср}} = 237 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 12$ Н·м действует в плоскости $0_2P_{2\text{н}}$; момент $M^{\text{I}}_{\text{а2}} = P^{\text{I}}_{2\text{а}} \cdot 0{,}5D_{\text{ср}} = 87 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}075 = 3{,}3$ Н·м действует в плоскости $0_2P^{\text{I}}_2$; момент $M_{\text{т2}} = P_{\text{т2}} \cdot 0{,}5d_{2\text{вн}} = 1523 \times$ $\times 0{,}5 \cdot 0{,}075 = 57$ Н·м действует в биссекторной плоскости 1-й четверти ВМ винта. Однако ради упрощения (при ручном расчете) можно считать, что момент $M_{\text{т2}}$ действует в ближайшей плоскости $0_2P_{2\text{н}}$.

На рис. 2.55, *а* показаны силы, действующие на ВМ винт, на рис. 2.55, *б* — расчетная схема сил ВМ винта.

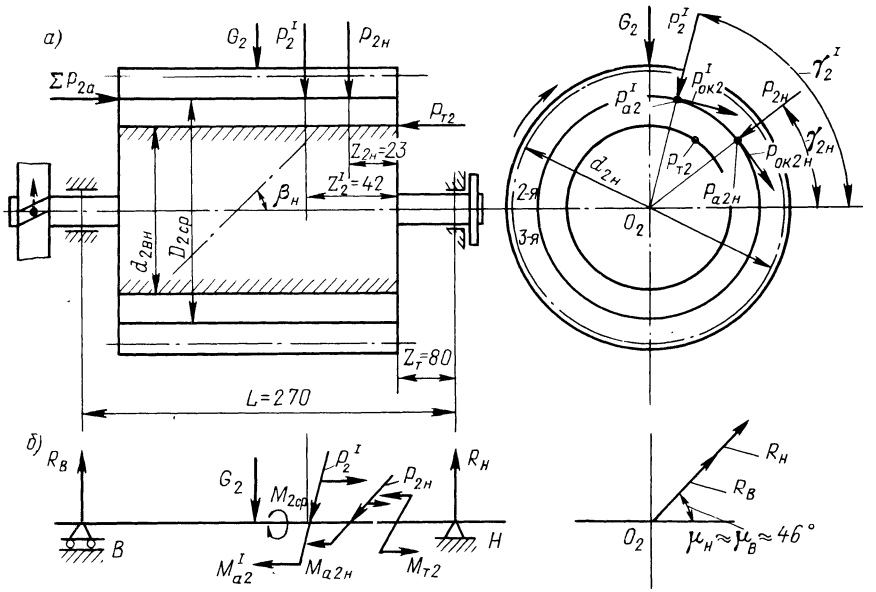


Рис. 2.55. **Силы и моменты сил, действующие на ВМ ротора (*а*). Расчетная схема реакций в опорных подшипниках ВМ винта (*б*)**

Пользуясь той же методикой, что и при расчете реакций в опорах ВЩ винта, последовательно определим реакции от действия сил $P_{2н}$ и P_2^I, моментов $M_{a2н}$, M_{a2}^I, $M_{т2}$, внецентренно приложенных сил, окружных сил $P_{ок\,2н}$ и $P_{ок2}^I$, а также реакции в опорных подшипниках ВМ винта.

Реакции на опорах B и H: $R_B = 1990$ Н и $R_H = 2667$ Н. Соответственно с горизонталью они составляют углы $\mu_B = 46°$ и $\mu_H = 45{,}5°$ (рис. 2.55, *б*).

С учетом массовых сил ВМ ротора указанные выше значения реакций следует увеличить примерно на 68 Н.

Таким образом, окончательно реакция на опоре H ВМ винта $R_H = 2667 + 68 = 2735$ Н, на опоре B $R_B = 1990 + 68 = 2058$ Н.

Далее необходимо изобразить на эскизах (см. рис. 2.54 и 2.55) направления опорных реакций $R_в$ и $R_н$ ведущего и ведомого винтов, что имеет важное значение для правильного расчета и конструирования подшипников.

Напомним, что приведенный выше расчет сил и моментов выполнен для определенного относительного расположения винтов и нарезки их зубьев: ВЩ винт имеет правую нарезку, расположен справа от ведомого винта и вращается против часовой стрелки (если смотреть со стороны всасывания в сторону нагнетания); ВМ винт, соответственно, имеет левую нарезку, рас-

положен слева от ВЩ винта и вращается по часовой стрелке. В этом случае область сжатия, как указывалось, располагается сверху плоскости осей винтов. Такое изображение удобно для наглядного показа проекций полостей винтов (площадок нагружения) и действующих на них сил. Область всасывания расположена, соответственно, снизу от плоскости осей. Иное расположение ВЩ и ВМ винтов или изменение направления нарезки зубьев, как и изменение направления их вращения, предопределяет и иное расположение реакций в опорных подшипниках.

В случае, когда область сжатия находится ниже горизонтально расположенной плоскости осей (как у холодильных ВМК), все действующие на винты силы, кроме массовых сил G_i, необходимо повернуть на 180° вокруг горизонтальной оси (см. рис. 2.54 и 2.55) и изменить направление вращения винтов на обратное. При этом 1-я и 2-я четверти поменяются местами с 4-й и 3-й четвертями соответственно. Значения газовых сил и их положение относительно осей координат не изменятся.

Изменение направления вращения винтов на противоположное рассмотренному выше, но при расположении ВЩ винта попрежнему справа от ведомого (если смотреть со стороны торца всасывания) потребует изменения направления нарезки зубьев винтов на обратное (у ВЩ — с правой нарезки на левую), а также поворота профиля зубьев (у асимметричных профилей) таким образом, чтобы тыльной частью профиля зубьев ВЩ винта всегда оставалась ветвь профиля, обеспечивающая лучшую осевую герметичность парных полостей, а именно эпициклоидная (точнее, трохоидная) ветка профиля у асимметричных профилей.*

2.10. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ХОЛОДИЛЬНОГО ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

К таким деталям относятся части корпуса и роторы компрессора.

Корпус компрессора. Вследствие высокой проницаемости («текучести») многих холодильных агентов или их вредности и необходимости надежного (абсолютного) уплотнения корпуса компрессора число разъемов корпуса стремятся свести к минимуму. У небольших компрессоров предусмотрен один торцевой (поперечный) разъем в плоскости торцов всасывания винтов. В средних по размерам корпусах иногда выполняют два торцевых (попереч-

---

* Программа для расчета на ЭВМ сил и моментов по изложенной выше методике имеется на кафедре холодильных машин ЛТИХП. Она может быть выслана по запросу организаций.

ных) разъема — в плоскостях торцов всасывания и нагнетания. Для крупных компрессоров приходится прибегать кроме одного или двух торцевых также к продольному разъему в плоскости осей вращения винтов.

При продольном разъеме существенно облегчаются сборка компрессора, регулировка основных радиальных и осевых зазоров и измерение зазоров между ВЩ и ВМ винтами и между ними и корпусом. Однако продольные разъемы трудно уплотняемы. Из теории оболочек известно, что в цилиндрических оболочках (обечайках) круглого сечения, находящихся под действием внутреннего давления, тангенциальные напряжения в два раза выше осевых. В цилиндрических оболочках овального поперечного сечения, которым можно уподобить среднюю часть корпуса винтового компрессора, тангенциальные напряжения в три-четыре раза превосходят осевые. Нарушение сплошности оболочки в плоскости большей оси овала (при наличии разъема) должно быть эквивалентно компенсировано по прочности (и плотности!) и деформации соответствующим болтовым соединением фланцев.

Конструкции корпуса винтовых компрессоров, особенно холодильных, имеющих золотник регулирования производительности, достаточно сложные из-за наличия фланцев, горловин патрубков, поперечных и продольных (на стыке панелей) ребер. Кроме того, нагрузка, создаваемая давлением рабочего вещества внутри корпуса, неравномерна и непостоянна во времени. Наконец, температурные поля весьма неоднородны. Все это существенно затрудняет создание методики расчета корпуса компрессора.

При определении допускаемых напряжений для материалов, чувствительных к концентраторам напряжений (например, сталей), в качестве предельного (опасного) напряжения, как известно, принимают предел усталости материала в зависимости от условий его работы. Чугуны малочувствительны к переменным напряжениям.

Корпус компрессора подвергается гидравлическому испытанию, причем при давлении, более высоком по сравнению с рабочим. Возникающие при этом напряжения в элементах корпуса, в отличие от рабочих напряжений, статические, однако они не должны превышать предела текучести материала (для чугунов — условного предела текучести).

Важно также знать локальные суммарные деформации элементов корпуса под действием газовых сил и температурных полей. Задача эта, как следует из вышесказанного, сложная и должного решения еще не получила.

При расчете корпуса на прочность ограничимся случаем, типичным для холодильных компрессоров: корпус с двумя торцевыми (поперечными) разъемами. А если пренебречь упрочняющим действием безразъемной торцевой части корпуса компрессора со стороны нагнетания, то этот расчет будет распространяться и на одноразъемные корпуса, что позволит охватить прак-

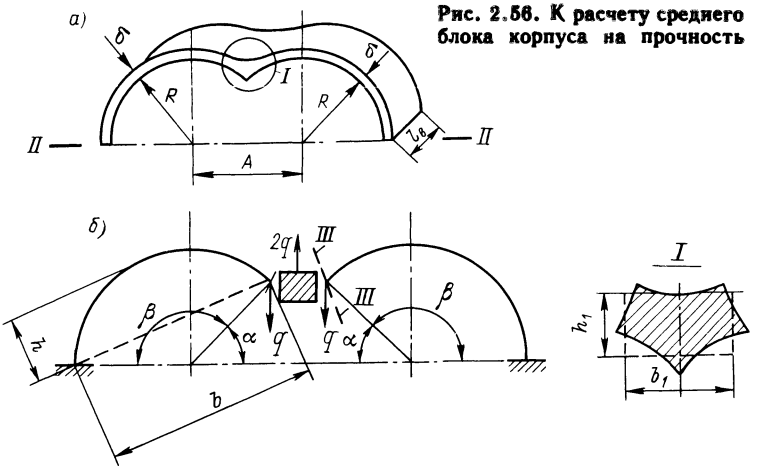


Рис. 2.56. К расчету среднего блока корпуса на прочность

тически все варианты конструкции корпусов винтовых компрессоров, не имеющих продольного разъема.

Расчет среднего блока корпуса компрессора. По торцам блок имеет жесткие спаренные кольцевые фланцы. Между ними в случае необходимости предусматривают одно или два кольцевых ребра жесткости.

Рассечем мысленно блок корпуса плоскостью осей. При работе компрессора верхняя часть блока подвержена в основном давлению всасывания. Однако при гидравлических испытаниях она будет испытывать полное давление жидкости.

Верхняя часть блока корпуса состоит из двух цилиндрических панелей, опертых кромками (рис. 2.56, *а*). В месте сочленения панелей (узел *I*) находится ребро жесткости. Таким образом, расчетную схему оболочки рассматриваемого блока корпуса окончательно можно представить в виде, показанном на рис. 2.56, *б*, а ребро жесткости — как балку, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой $2q$ по длине, закрепленной (защемленной) по концам.

Как указывалось выше, ведя расчет в запас прочности, пренебрежем подкрепляющим влиянием радиальных ребер, расположенных на внешнем контуре блока.

Исходные данные для расчета: $R = 0{,}5D_1 = 62{,}5$ мм; $A = 100$ мм; расчетная толщина стенки $\delta = 10$ мм; длина блока цилиндра $l_в = K_l D_1 = 1{,}0 \cdot 125 = 125$ мм; рабочее давление нагнетания $p_н = 1{,}32$ МПа (см. в параграфе 2.7 пример 3). За расчетное (абсолютное) примем предельное давление нагнетания одноступенчатого холодильного винтового маслозаполненного компрессора $p'_н = 2{,}1$ МПа; давление гидравлического испытания согласно ОСТ 26-03-639—82 $p_г = 1{,}5\,(p'_н - 0{,}103) = 3$ МПа.

Материал корпуса компрессора — СЧ21—40 (ГОСТ 1412—70). Допускаемые напряжения $[\sigma]_р = 60$ МПа, $[\sigma]_и = 80$ МПа. При

гидравлических испытаниях $[\sigma]_г = 105$ МПа. Можно применять также другие марки высокопрочного чугуна, обеспечивающие хорошую плотность отливок. В некоторых случаях используют литье стальное и из цветных металлов.

Средний радиус расточки отверстий $R_{ср} = R + 0{,}5\delta = 62{,}5 + 5 = 67{,}5$ мм.

Углы панелей α и β: $\alpha = \arccos[A/(2R_{ср})] = \arccos[100/(2\cdot 67{,}5)] = 42{,}2°$; $\beta = 180 - 42{,}2 = 137{,}8°$.

Размеры продольного ребра жесткости между панелями $b_1 = 35$ мм, $h_1 = 22$ мм.

Размеры арочных цилиндрических панелей:

стрелка дуги панели

$$h = R_{ср}[1 - \cos(\beta/2)] = 67{,}5(1 - \cos 68{,}9°) = 43{,}2 \text{ мм},$$

хорда панели $b = 2R_{ср}\sin 68{,}9° = 135\cdot 0{,}933 = 126$ мм.

При отсутствии продольного разъема в сечении *II—II* в силу симметрии имеются только растягивающие напряжения $\sigma_т$, направленные по нормали к сечению. Итак,

$$\sigma_т = \frac{p_г(2R + A)}{2\delta} = \frac{(12{,}5 + 10)\,3}{2\cdot 1{,}0} = 34 \text{ МПа},$$

что меньше допускаемых напряжений.

Перейдем к определению напряжений в сечении *III—III*, в котором действуют напряжения растяжения и изгиба. Пользуясь принципом наложения, найдем суммарные напряжения в наиболее напряженной внешней точке сечения цилиндрической панели [4]:

$$\sum\sigma = \sigma_р + \sigma_и = p_{расч}R/\delta + 4Ef\delta/b^2,$$

где кроме ранее встречавшихся обозначений f — прогиб панели.

При $p_{расч} = p'_и - 0{,}103$ прогиб

$$f = \frac{3}{128}\frac{p_{расч}b^4}{Eh^2\delta} = \frac{3\cdot 2\cdot 12{,}6^4}{128\cdot 0{,}09684\cdot 10^6\cdot 4{,}32^2\cdot 1{,}0} = 0{,}66\cdot 10^{-3} \text{ см} =$$

$$= 0{,}0066 \text{ мм}.$$

Итак,

$$\sum\sigma = 2\frac{6{,}25}{1{,}0} + \frac{4\cdot 0{,}0968\cdot 10^6\cdot 0{,}66\cdot 10^{-3}\cdot 1{,}0}{12{,}6^2} = 14{,}2 \text{ МПа} < [\sigma]_и.$$

При гидравлическом испытании $p_{расч} = 3$ МПа, прогиб панели

$$f = \frac{3\cdot 3\cdot 12{,}6^2}{128\cdot 0{,}097\cdot 10^6\cdot 4{,}32^2\cdot 1{,}0} \approx 0{,}01 \text{ мм},$$

$$\sum\sigma = 3\cdot 6{,}25/1{,}0 + \frac{4\cdot 0{,}097\cdot 10^6\cdot 0{,}66\cdot 10^{-3}\cdot 1{,}0}{12{,}6^2} = 18{,}75 +$$

$$+ 1{,}65 = 20{,}4 \text{ МПа} < [\sigma]_и.$$

Для определения напряжения в ребре жесткости необходимо найти сначала интенсивность нагрузки q исходя из условия равенства максимального прогиба Δ_{qp} ребра жесткости под действием нагрузки $2q$ и перемещения края расчетного сечения оболочки в вертикальном направлении $\Delta_п$, т. е. из условия совместности деформаций [44]:

$$\Delta_{qp} = \Delta_п. \tag{2.3}$$

Для продольного ребра жесткости

$$\Delta_{qp} = \frac{2ql_в^4}{120EI_р} = \frac{2q \cdot 12{,}5^4}{120 \cdot 3{,}1 \cdot E} = 0{,}13125 \cdot 10^3 q/E, \tag{2.4}$$

где момент инерции ребра жесткости $I_р = b_1h_1^3/12 = 3{,}5 \cdot 2{,}2^3/12 = 3{,}1$ см^4.

Рассматривая цилиндрическую панель как изогнутую балку постоянного сечения и пользуясь принципом наложения, определим перемещение $\Delta_п$ сечения $III—III$ в вертикальном направлении от действия силы q и сил внутреннего давления. Вертикальные составляющие соответствующих перемещений обозначим через Δ_q и $\Delta_р$. Таким образом,

$$\Delta_п = \Delta_р - \Delta_q. \tag{2.5}$$

Для вертикальной составляющей деформации от внутреннего давления p имеем

$$\Delta_р = \frac{pR_{ср}^4}{D_п}[0{,}5\cos\alpha(1-\cos\beta)^2 + \sin\alpha(1{,}5\beta - 2\sin\beta + 0{,}25\sin 2\beta],$$

где $D_п = E\delta^3/[12(1+\nu^2)]$ — цилиндрическая жесткость панели; $\nu = 0{,}3$ — коэффициент Пуассона; E — модуль продольной упругости материала.

Таким образом,

$$\Delta_р = \frac{12(1-0{,}3^2)}{E\delta^3} R_{ср}^4 p[0{,}5\cos 42{,}2^\circ(1-\cos 137{,}8^\circ)^2 + \sin 42{,}2^\circ\left(1{,}5\frac{\pi \cdot 137{,}8}{180} - 2\sin 137{,}8^\circ + 0{,}25\sin 275{,}6^\circ\right)] =$$

$$= \frac{10{,}92}{E}\left(\frac{R_{ср}}{\delta}\right)^3 R_{ср}p \cdot 2{,}4766.$$

Так как $(R_{ср}/\delta)^3 = (6{,}75/1{,}0)^3 = 0{,}30755 \cdot 10^3$, то

$$\Delta_р = \frac{10{,}92 \cdot 0{,}30755 \cdot 2{,}4766}{E} 10^3 R_{ср}p = 8{,}32 \cdot 10^3 R_{ср}p/E.$$

Вертикальное перемещение от силы q:

$$\Delta q = (qR_{\text{ср}}^3/D_{\text{п}})\{\cos^2\alpha(1{,}5\beta - 2\sin\beta + 0{,}25\sin 2\beta) + 0{,}5\sin\alpha\cos\alpha[(1-\cos\beta)^2 + (1-\cos\beta)] + \sin^2\alpha(0{,}5\beta - 0{,}25\sin 2\beta)\};$$

$$\Delta_q = [12(1-0{,}3^2)/E\delta^3]R_{\text{ср}}^3 p\{\cos^2 42{,}2^\circ(1{,}5\cdot 2{,}405 - 2\sin 137{,}8^\circ + 0{,}25\sin 275{,}6^\circ) + 0{,}5\sin 42{,}2^\circ\cos 42{,}2^\circ \times [(1-\cos 137{,}8^\circ)^2 + (1-\cos 137{,}8^\circ)] + \sin^2 42{,}2^\circ(0{,}5\cdot 2{,}405 - 0{,}25\sin 275{,}6^\circ)\};$$

$$\Delta_q = 10{,}92\cdot 0{,}30755\cdot 10^3\,\frac{q}{E}(1{,}1065 + 0{,}7541 + 0{,}4332 + 0{,}6548);$$

$$\Delta_q = 9{,}903\cdot 10^3 q/E.$$

Таким образом, согласно выражению (2.5)

$$\Delta_{\text{п}} = 10^3 E^{-1}(8{,}32R_{\text{ср}}p - 9{,}903q). \qquad (2.6)$$

По условию совместности деформаций (2.3) имеем $0{,}13125 \times 10^3 q = 10^3(8{,}32R_{\text{ср}}p - 9{,}903q)$, откуда

$$q = \frac{8{,}32}{10{,}034}R_{\text{ср}}p = 0{,}829R_{\text{ср}}p.$$

Подставляя в (2.6), получим

$$\Delta_{\text{п}} = (10^3/E)R_{\text{ср}}p(8{,}32 - 9{,}903\cdot 0{,}829) = 110{,}4R_{\text{ср}}pE^{-1}. \qquad (2.7)$$

Максимальные напряжения в сечении *III—III*

$$\sigma_{\max} = \frac{2ql_{\text{в}}^2}{12W_{\text{р}}} = \frac{2\cdot 0{,}829R_{\text{ср}}pl_{\text{в}}^2}{12W_{\text{р}}} = \frac{2\cdot 0{,}829\cdot 6{,}75\cdot 12{,}5^2}{12\cdot 2{,}823}p = 51{,}62p,$$

где $W_{\text{р}} = 2{,}823$ см^3 — момент сопротивления сечения.

Под давлением пара находится часть корпуса, наибольшая площадь которой равна $F_{1\text{н}} + F_1^{\text{i}} = 38{,}8 + 67{,}3 = 106{,}1$ см^2. Площадь рассчитываемой панели $bl_{\text{в}} = 12{,}6\cdot 12{,}5 = 157{,}5$ см^2. Осредненное избыточное давление пара $p_{\text{ср}} = 0{,}5\,(p_{\text{н}}^{\text{из}} + p_1^{\text{из}}) = 0{,}5\,(2{,}0 + 0{,}56) = 1{,}28$ МПа. Тогда расчетное давление $p = p_{\text{ср}}\,(F_{1\text{н}} + F_1^{\text{i}})/(bl_{\text{в}}) = 1{,}28\cdot 106{,}1/157{,}5 = 0{,}86$ МПа. Окончательно

$$\sigma_{\max} = 51{,}62\cdot 0{,}86 = 44{,}4\ \text{МПа} < [\sigma]_{\text{и}} = 80\ \text{МПа}.$$

Перемещение сечения *III—III* в вертикальном направлении под действием силы q и внутреннего давления пара согласно (2.7) составит:

$$\Delta_{\text{п}} = 110{,}4\cdot 6{,}75\cdot 10^{-3}\cdot 0{,}86\cdot 10^6/(0{,}968\cdot 10^7) = 6{,}6\cdot 10^{-3}\ \text{см} = 0{,}066\ \text{мм}.$$

Расчет вертикального стыка блока цилиндров. Болтовое соединение стыка должно обеспечить прочность и плотность соединения. Труднее удовлетворить этим требованиям для стыка со стороны нагнетания, расчет которого приводится ниже.

Примем, что в разъеме (т. е. на соединяемые детали корпуса) действуют только газовые силы внутреннего давления. Тогда болты нагружаются только осевыми силами, т. е. работают на растяжение. Если на одну из деталей действуют кроме газовых и другие внешние силы, передаваемые на стык, то они должны быть учтены дополнительно.

Материал болтов — сталь 2Х13 (ГОСТ 5632—72*). Допускаемые напряжения $[\sigma]_р = 230$ МПа.

Конструктивно выбираем число болтов в стыке $z = 16$ и равномерно размещаем их по внешнему периметру стыка таким образом, чтобы шаг t между осями болтов находился в пределах $t \approx \approx (3{,}1 \div 5)\ d$, где d — номинальный диаметр болта. Диаметр болтов $d = 16$ мм, резьба М16.

Расчетное значение газового давления (избыточное) $p_р = 2$ МПа.

Определим усилие, действующее на групповое болтовое соединение, а затем и на отдельный наиболее нагруженный болт.

Рассматриваются два случая: 1) усилия, воспринимаемые при сборке, — они краткосрочные и статические; 2) усилия, действующие в процессе эксплуатации машины, — они переменны и, следовательно, материал болта работает на усталость.

При сборке стыка. Сила обжатия прокладки $P_{обж} = F_{пр} q_{обж} = l_{пр} b_{пр} q_{обж}$, где длина прокладки по средней линии расположения в стыке болтов $l_{пр} = 830$ мм; ширина прокладки $b_{пр} = 25$ мм; $q_{обж} = 32 \cdot 10^6$ Па для паронита (см. табл. П.1 приложения):

$$P_{обж} = 0{,}83 \cdot 0{,}025 \cdot 32 \cdot 10^5 = 6{,}64 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

В условиях эксплуатации. Затяжка стыка, обеспечивающая его плотность (реакция прокладки), $P_{пр} = l_{пр} b_р m p_р$, где расчетная ширина прокладки $b_р = 1{,}2\sqrt{b_{пр}} = 1{,}2\sqrt{25} = 6$ мм; прокладочный коэффициент для паронитовой прокладки $m = 2{,}5$ (см. табл. П.1 приложения):

$$P_{пр} = 0{,}83 \cdot 0{,}006 \cdot 2{,}5 \cdot 2{,}0 \cdot 10^6 = 0{,}25 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Внешняя сила от уплотняемого давления $P = F_0 p_р = (\pi R_{пр}^2 + 2AR_{пр})\ p_р = (3{,}14 \cdot 0{,}08^2 + 2 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}08)\ 2 \cdot 10^6 = 0{,}722 \times 10^5$Н, где $R_{пр} = 80$ мм — внутренний радиус уплотняемого стыка.

Суммарная сила, действующая на болтовое соединение, $\sum P = P_{пр} + (1 - \varkappa)\ P = 0{,}25 \cdot 10^5 + (1 - 0{,}25)\ 0{,}722 \cdot 10^5 = 0{,}79 \cdot 10^5$ Н, где $\varkappa = 0{,}25$ — коэффициент, учитывающий податливость стыка.

Сила затяжки, обеспечивающая нераскрытие стыка, $P_{зат} = K_з P = 2{,}5 \cdot 0{,}722 \cdot 10^5 = 1{,}805 \cdot 10^5$ Н, где коэффициент затяжки $K_з = 2{,}5$ при переменных нагрузках (ввиду пульсирующего давления) лежит в пределах 2,5—3. При постоянной нагрузке $K_з = 1{,}25 \div 1{,}6$.

Итак, наибольшей силой, действующей на соединение, является $P_{обж}$, по которой и необходимо вести дальнейшие проверочные расчеты. Следует, однако, иметь в виду, что сила $P_{зат}$ создает в теле болта только растягивающие напряжения, тогда как при обжатии прокладки ($P_{обж}$) кроме растягивающих действуют и напряжения кручения. Это требует проверки напряжений в теле болта при действии силы $P_{обж}$.

Однако сначала проверим прокладку и стык.

Давление на прокладку при действии внешних сил $q_0 = P_0/F_{пр}$, где сила, приложенная к прокладке,

$$P_0 = P_{обж} - (1 - \varkappa) P = 6{,}64 \cdot 10^5 - (1 - 0{,}25)\, 0{,}722 \cdot 10^5 = 6{,}098 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

$$q_0 = \frac{6{,}098 \cdot 10^5}{0{,}83 \cdot 0{,}025} = 29{,}4 \text{ МПа} < [q] = 130 \text{ МПа}.$$

Для сохранения плотности соединения значение q_0 должно отвечать условию $q_0 > q_{0\,min} = 20$ МПа, где $q_{0\,min}$ — наименьшее давление на прокладку, при котором сохраняется плотность стыка.

Напряжение растяжения в опасном сечении болта

$$\sigma_р = P_{зат}/zf_1 = \frac{1{,}805 \cdot 10^5}{16 \cdot 1{,}4 \cdot 10^{-4}} = 81 \text{ МПа} < [\sigma]_р = 230 \text{ МПа},$$

где $f_1 = 1{,}4$ см^2 — площадь сечения болта по внутреннему диаметру резьбы (или по утоненному диаметру стержня).

Запас прочности по пределу текучести материала болта $n_т = \sigma_т/\sigma_р = 420/81 = 5{,}1$. Запас прочности по пределу усталости не определяем из-за малой амплитуды переменных напряжений.

Эквивалентные напряжения при обжиме прокладки

$$\sigma_э \approx 1{,}25\sigma_р = 1{,}25 P_{обж}/(zf_1) = 1{,}25\, \frac{6{,}64 \cdot 10^5}{16 \cdot 1{,}4 \cdot 10^{-4}} = 337 \cdot 10^6 \text{ МПа},$$

$$n_т = 420/337 = 1{,}25.$$

Далее следует рассчитать элементы резьбы на прочность — на срез витков резьбы, смятие. Однако приводить здесь эти расчеты не будем.

Стык крышки цилиндров рассчитывают аналогично.

Роторы винтового компрессора. Расчет роторов винтового компрессора на прочность носит проверочный характер. Размеры, частота вращения и конструктивные формы современных цельнофрезерных винтов таковы, что возникающие напряжения в их элементах от газовых и центробежных сил на порядок ниже допускаемых.

В роторах компрессора расчету подлежат валы на прочность от действия изгибающих и крутящих моментов и, что особенно важно, определяется деформация прогиба ВЩ и ВМ роторов. В обязательном порядке производится также расчет критической частоты вращения роторов. Отметим, кстати, что порядок и методика расчета резонансной частоты вращения роторов винтового компрессора не отличаются от аналогичного расчета роторов осевых и центробежных компрессоров. По этой причине числового примера определения критической частоты вращения роторов винтового компрессора приводить здесь не будем.

От действия радиальных и внецентренно приложенных осевых сил на винты вал ротора прогибается. Каждый из роторов винтового компрессора представляет собой балку переменного сечения. При расчете балок переменного сечения можно воспользоваться методом графическим или аналитическим Максвелла — Мора.

Однако для винтовых компрессоров определение прогиба роторов можно упростить. Известно, что максимальный прогиб балки, лежащей на двух опорах, находится по середине расстояния между опорами или вблизи от нее. Этот прогиб приближенно можно найти следующим образом.

Примем прогиб в указанном сечении ротора за реперную точку. Тогда части балки справа и слева от сечения можно рассматривать как консоли, защемленные одним концом, и нагруженные сосредоточенными силами — реакциями на опорах. Максимальный прогиб будет у консоли, как правило, нагруженной большей силой, или с той стороны, где расположен более длинный хвостовик вала. Это и есть прогиб ротора. Отметим также, что расчет ведется в запас.

Используя известные формулы для определения прогиба консольных балок, получаем

$$f_{\max} \approx \frac{R_{\max}}{3EI_x}\left[l_{\text{т}i}^3 + (l_{\text{т}i} + 0{,}5l_{\text{в}})^3\, I_{\text{х}}/I_{\text{в}}\right],$$

где $I_{\text{х}}$ и $I_{\text{в}}$ — моменты инерции поперечного сечения хвостовика вала (у торца винта) и винта соответственно, см^4; E — модуль упругости материала вала винта, Н/см^2; $l_{\text{т}i}$ — расстояние от середины опоры до торца винта, см; $R_{\max}$ — реакция на опоре, Н.

Итак, наибольший прогиб ВЩ ротора

$$f_{\max} \approx \frac{2771 \cdot 64}{3 \cdot 2 \cdot 10^7 \pi 6{,}5^4}(6{,}25^3 + 12{,}5^3 \cdot 1/6) = 3002 \cdot 10^{-7}\ \text{см} = 0{,}003\ \text{мм},$$

где диаметр вала винта составляет 6,5 см; $I_{\text{х}}/I_{\text{в}} \approx 1/6$ — для типоразмерного ряда винтов.

Для ведомого винта

$$f_{\max} \approx \frac{2743 \cdot 64}{3 \cdot 2 \cdot 10^7 \pi \cdot 6{,}5^4}[8^3 + (8 + 6{,}25)^3\, 1/6] = 5186 \cdot 10^{-7}\ \text{см} \approx$$

$$\approx 0{,}005\ \text{мм}.$$

Глава 3. ТЕПЛОВЫЕ, КОНСТРУКТИВНЫЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ КОМПРЕССОРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН. РАСЧЕТ ДЕТАНДЕРОВ

3.1. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Пример 1. Газодинамический расчет проточной части центробежного компрессора холодильной машины, работающей по циклу с однократным дросселированием.

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0, кВт . . 1300
Температура, К:
кипения T_0 276
конденсации $T_к$ 313
Рабочее вещество *R*12

Определение параметров рабочего вещества. Параметры рабочего вещества в узловых точках цикла при подогреве на всасывании $\Delta T_{вс} = 1$ К без переохлаждения перед регулирующим вентилем и перегреве в испарителе $\Delta T_{пер} = 1$ К с учетом газодинамических потерь в теплообменных аппаратах и трубопроводах применительно к циклу, показанному на рис. 3.1, приведены в табл. 3.1.

Удельная массовая холодопроизводительность рабочего вещества $q_0 = i_6 - i_5 = 1003 - 886{,}7 = 116{,}3$ кДж/кг.

Производительность компрессора:
массовая $G_a = Q_0/q_0 = 1300/116{,}3 = 11{,}18$ кг/с;
объемная $V = G_a v_1 = 11{,}18 \cdot 0{,}053 = 0{,}593$ м³/с.

Таблица 3.1. **Узловые точки цикла**

Параметры	Точки					
	н	$к_s$	*3*	*4*	*5*	*6*
$p \times 10^{-5}$, МПа	3,3	9,9	9,72	9,72	3,41	3,41
T, К	278	323	328	313	276	277
i, кДж/кг	1003,7	1023,7	1022,5	886,7	886,7	1003
v, м³/кг	0,053	0,0188	—	—	—	—

Степень повышения давления в компрессоре $\pi_к = p_к/p_н = 9{,}9 \cdot 10^5/3{,}3 \cdot 10^5 = 3$.

Удельная массовая работа изоэнтропного процесса сжатия $l_s = i_{кs} - i_н = 1023{,}7 - 1003{,}7 = 20$ кДж/кг.

Коэффициент изменения удельного объема рабочего вещества в компрессоре при изоэнтропном сжатии $k_{vs} = v_н/v_{кs} = 0{,}053/0{,}0188 = 2{,}819$.

Параметры рабочего вещества в конце действительного процесса сжатия зависят от энергетической эффективности компрессора. В связи с этим при проектировании новой проточной части компрессора, основываясь на данных об эффективности работающих машин, задаются значением политропного КПД $\eta_{пол}$. Средние значения $\eta_{пол}$ ступеней с различными углами выхода лопаток колес приведены на рис. 3.2. Меньшие значения КПД соответствуют большему условному числу Маха M_u. Если для проектируемого компрессора выбрать угол выхода лопаток $\beta_{2л} = 45°$, то для расчета проточной части можно принять $\eta_{пол} = 0{,}82$. В ходе расчетов процессов в центробежных компрессорах необходимо определять термодинамические параметры рабочего вещества при небольших перепадах давлений или температур. Использование для этой цели диаграмм состояния, даже выполненных в большом масштабе, приводит к большим погрешностям, а интерполяция табличных данных весьма трудоемка. Поэтому при расчетах без применения ЭЦВМ рационально использовать метод условных температур [47].

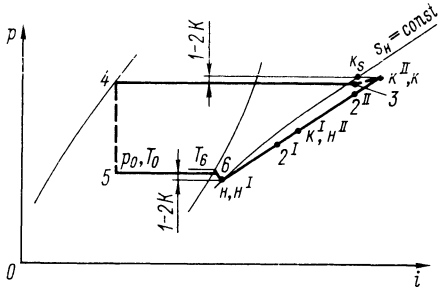


Рис. 3.1. Цикл в $i—p$ диаграмме паровой холодильной машины с центробежным компрессором

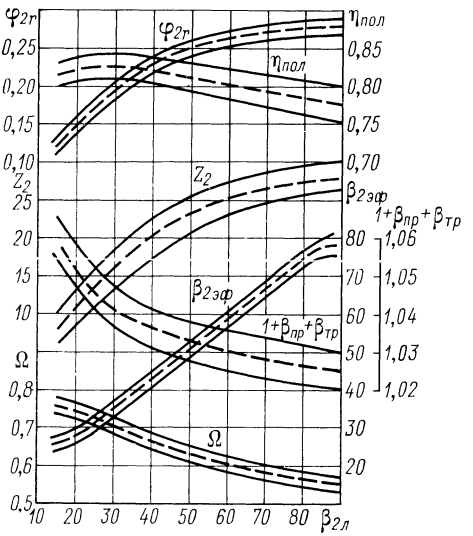


Рис. 3.2. Оптимальные параметры центробежных ступеней

При таком методе диаграмму состояния или таблицы используют только для нахождения параметров в начальной и конечной точках процесса, а параметры всех промежуточных точек процесса сжатия рассчитывают затем по зависимостям, полученным

на основе уравнения идеального газа, в которых вместо термодинамической температуры записывают условную температуру $T_у = zT$ — произведение коэффициента сжимаемости и термодинамической температуры. Данный метод позволяет упростить расчеты и обеспечивает (в той ограниченной области, где происходит рассчитываемый процесс) достаточную для инженерных расчетов точность.

Однако во избежание существенной погрешности при расчетах по данному методу особое значение имеет правильное определение условного показателя изоэнтропы. Если параметры рабочего вещества за компрессором неизвестны (при проектировании нового компрессора), расчет выполняют в последовательности, приведенной ниже.

Приближенное значение показателя изоэнтропы процесса сжатия $k' = \ln \pi_к / \ln k_{vs} = \ln 3 / \ln 2{,}819 = 1{,}06$.

Приближенное значение числа изоэнтропы $\sigma_s' = k'/(k' - 1) = 1{,}06/(1{,}06 - 1) = 17{,}67$.

Приближенное значение изоэнтропного КПД проточной части

$$\eta_s' = (\pi_к^{1/\sigma_s'} - 1)/(\pi_к^{1/(\sigma_s'\eta_{пол})} - 1) = (3^{1/17{,}67} - 1)/(3^{1/(17{,}67 \cdot 0{,}82)} - 1) = 0{,}814.$$

Удельная массовая работа при политропном сжатии $l' = i_к' - i_н = l_s/\eta_s' = 20/0{,}814 = 24{,}6$ кДж/кг.

Энтальпия в конце политропного процесса сжатия $i_к' = i_н + l' = 1003{,}7 + 24{,}6 = 1028{,}3$ кДж/кг.

Удельный объем рабочего вещества в конце политропного процесса сжатия (по диаграмме, таблицам или уравнению состояния) $v_к = 0{,}0194$ м³/кг. Изменение удельного объема рабочего вещества в политропном процессе сжатия $k_v = v_н/v_к = 0{,}053/0{,}0194 = 2{,}73$.

Определив параметры рабочего вещества в конце политропного процесса сжатия, находим:

уточненное значение числа изоэнтропы $\sigma_s = k/(k - 1) = (i_к' - i_н)/(p_к v_к - p_н v_н) = 24{,}6 \cdot 10^3/(9{,}9 \cdot 10^5 \cdot 0{,}0194 - 3{,}3 \times 10^5 \cdot 0{,}053) = 14{,}32$;

уточненное значение условного показателя изоэнтропы $k = \sigma_s/(\sigma_s - 1) = 14{,}32/(14{,}32 - 1) = 1{,}075$;

уточненное значение изоэнтропного КПД $\eta_s = (\pi_к^{1/\sigma_s} - 1)/(\pi_к^{1/(\sigma_s\eta_{пол})} - 1) = (3^{1/14{,}32} - 1)/(3^{1/(14{,}32 \cdot 0{,}82)} - 1) = 0{,}813$;

уточненное значение удельной массовой работы компрессора при политропном процессе сжатия $l = i_к - i_н = l_s/\eta_s = 20/0{,}813 = 24{,}6$ кДж/кг.

Внутренняя мощность компрессора $N_i = G_a l = 11{,}18 \cdot 24{,}6 = 275$ кВт. Холодильный коэффициент $\varepsilon = Q_0/N_i = 1300/275 = 4{,}73$.

Принимая, что процесс сжатия во всех ступенях происходит с одним и тем же показателем политропы, определяем число

политропы $\sigma = n/(n-1) = \sigma_s\eta_{пол} = 14{,}32 \cdot 0{,}82 = 11{,}74$ и показатель политропы процесса сжатия $n = \sigma/(\sigma-1) = 11{,}74/(11{,}74-1) = 1{,}093$.

Полученные по приведенной методике значения условного показателя изоэнтропы и политропы используют в дальнейшем при определении параметров рабочего вещества в любом элементе проточной части компрессора по уравнениям, справедливым для идеального газа. Так, текущее значение удельного объема v_j в процессе сжатия определяется по уравнению

$$v_j = \frac{v_н}{(T_{уj}/T_{у.н})^{1/(n-1)}}, \qquad (3.1)$$

в котором $T_{у.н} = p_н v_н/R = i_н/(\sigma_s R)$ и $T_{уj} = i_j/(\sigma_s R)$ — условная температура в начальной и текущей точках.

В ряде случаев, если известно изменение энтальпий в процессе, более удобно пользоваться преобразованным уравнением (3.1):

$$v_j = \frac{v_н}{[1 + (i_j - i_н)/(p_н v_н \sigma_s)]^{1/(n-1)}}.$$

Число ступеней и окружные скорости. Число ступеней определяют с учетом ограничений, обусловленных требованиями газодинамики и прочности дисков рабочих колес. Согласно условиям газодинамики холодильные центробежные компрессоры с радиальными колесами могут эффективно работать при $M_u \leqslant 1{,}1 \div 1{,}4$, причем меньшим $\beta_{2л} = 15 \div 32°$ соответствуют бо́льшие $M_u \leqslant 1{,}2 \div 1{,}4$, а бо́льшим $\beta_{2л} = 45 \div 90°$ — меньшие $M_u \leqslant 1{,}1 \div 1{,}2$. По условиям прочности дисков окружная скорость на наружном диаметре колеса не должна превышать $u_2 \leqslant 300 \div 350$ м/с при использовании в качестве материала для изготовления легированных сталей или высокопрочных алюминиевых сплавов (типа АК6 или АК8), а для колес из титановых сплавов $u_2 \leqslant 400 \div 450$ м/с.

Принимаем для ступени I колесо с углом выхода лопаток $\beta_{2л} = 45°$ и $M_u = 1{,}2$. Скорость звука в рабочем веществе при параметрах пара во входном патрубке компрессора

$$a_н = \sqrt{k p_н v_н} = \sqrt{1{,}075 \cdot 3{,}3 \cdot 10^5 \cdot 0{,}053} = 137{,}1 \text{ м/с}.$$

Предварительное значение окружной скорости $u_2' = M_u a_н = 1{,}2 \cdot 137{,}1 = 164{,}5$ м/с.

Для колеса ступени I предварительно принимаем коэффициент расхода $\varphi_{2r}^{I} = 0{,}24$, число лопаток колеса $Z_2^{I} = 24$, эффективный угол $\beta_{2эф}^{I} = 46°$, поправку на дисковое трение и протечки рабочего вещества $1 + \beta_{тр} + \beta_{пр} = 1{,}045$ (рис. 3.2).

Коэффициент теоретической работы колеса $\varphi_{2u}' = 1 - \frac{\pi \sin \beta_{2эф}^{I}}{Z_2^{I}} - \varphi_{2r}^{I} \operatorname{ctg} \beta_{2эф}^{I} = 1 - \frac{\pi \sin 46}{24} - 0{,}24 \operatorname{ctg} 46 = 0{,}674.$

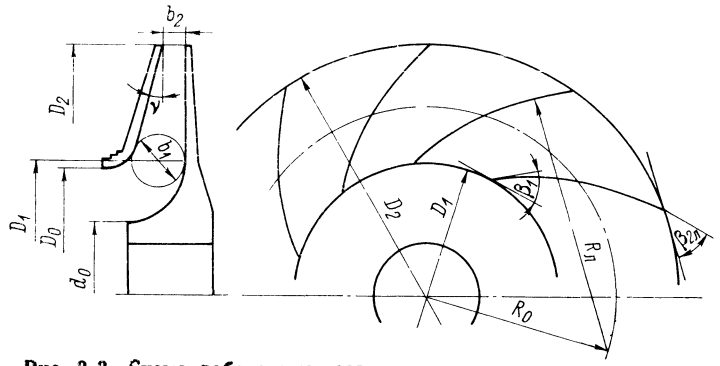


Рис. 3.3. Схема рабочего колеса

Коэффициент мощности без учета закрутки потока при входе в колесо $\chi = (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})\ \varphi_{2u}^{I} = 1{,}045 \cdot 0{,}674 = 0{,}704$.

Число ступеней $Z_{ст} = (i_к - i_н)/(\chi u_2^{I2}) = 24{,}6 \cdot 10^3/(0{,}704 \times \times 164{,}5^2) = 1{,}27$. Округляем значение $Z_{ст}$ до большего целого $Z_{ст} = 2$.

С целью унификации дисков рабочих колес принимается, что все колеса имеют одинаковую геометрию за исключением ширины и работают при одних и тех же коэффициентах расхода и теоретической работы. Уточненное значение окружной скорости

$$u_2 = \sqrt{(i_к - i_н)/(z_{ст}\chi)} = \sqrt{24{,}6 \cdot 10^3/(2 \cdot 0{,}704)} = 132{,}2 \text{ м/с}.$$

Полученное значение не превышает допустимые по условиям прочности. Если при расчете компрессора окружная скорость оказывается выше допустимой по условиям прочности, то необходимо увеличить число ступеней. Для уменьшения числа ступеней в первых ступенях можно принять увеличенные углы $\beta_{2л}$. Если углы $\beta_{2л}$ в ступенях приняты различными, то при постоянном для всех колес диаметре D_2

$$u_2 = \sqrt{(i_к - i_н)\Big/\sum_{j=1}^{Z_{ст}} [\varphi_{2u}(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})]_j},$$

где j — номер ступени. Для каждого $\beta_{2л}$ берутся свои значения φ_{2u} и $1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}$.

Уточненное условное число Маха $M_u = u_2/a_н = 132{,}2/137{,}1 = = 0{,}964$.

Расчет рабочих колес (рис. 3.3). Коэффициент реакции ступени I $\Omega^{I} = 1 - (\varphi_{2u}^{I2} + \varphi_{2r}^{I2})/[2\varphi_{2u}^{I}\ (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})] = 1 - - (0{,}674^2 + 0{,}24^2)/(2 \cdot 0{,}674 \cdot 1{,}048) = 0{,}636$.

Удельная работа ступени I: $\Delta i^{I} = u_2\varphi_{2u}^{I}\ (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}) = = 132{,}2 \cdot 0{,}674 \cdot 1{,}045 = 12{,}3$ кДж/кг.

Изменение энтальпии рабочего вещества в колесе ступени I: $\Delta i_2^{I} = \Delta i^{I}\Omega^{I} = 12{,}3 \cdot 0{,}636 = 7{,}8$ кДж/кг.

Энтальпия рабочего вещества за колесом ступени I: $i_2^I = i_н + \Delta i_2^I = 1003{,}7 + 7{,}8 = 1011{,}5$ кДж/кг.

Параметры рабочего вещества за колесом ступени I: удельный объем $v_2^I = v_н/[1 + (i_2^I - i_н)/(\sigma_s p_н v_н)]^{1/(n-1)} = 0{,}053/[1 + (1011{,}5 - 1003{,}7)\ 10^3/(14{,}32 \cdot 3{,}3 \cdot 10^5 \cdot 0{,}053)]^{1/(1{,}093-1)} = 0{,}0381$ м³/кг; коэффициент изменения удельного объема $k_{v2}^I = v_н/v_2^I = 0{,}053/0{,}0381 = 1{,}391$; давление $p_2 = p_н\ (v_н/v_2^I)^n = 3{,}3 \cdot 10^5\ (0{,}053/0{,}0381)^{1{,}093} = 4{,}73 \cdot 10^5$ Па.

Для большинства стационарных центробежных компрессоров относительная толщина лопаток колес $\bar{\delta}_л = \delta_л/D_2 = 0{,}02 \div 0{,}016$. При определении коэффициента стеснения выходного сечения колеса из-за скругления выходных кромок лопаток правильнее учитывать примерно половину их толщины. В связи с этим при $\bar{\delta}_л = 0{,}016$

$$\tau_2 = 1 - 0{,}5\bar{\delta}_л Z_2^I/(\pi \sin \beta_{2\,эф}^I) = 1 - 0{,}5 \cdot 0{,}016 \cdot 24/(\pi \sin 46) = 0{,}914.$$

При дальнейших расчетах необходимо задаться относительной шириной рабочего колеса $\bar{b}_2 = b_2/D_2$. Для первых ступеней многоступенчатых компрессоров $\bar{b}_2 = 0{,}075 \div 0{,}045$, причем чем больше число ступеней, тем более высокое значение $\bar{b}_2$ следует принимать. При $\bar{b}_2^I = 0{,}05$ диаметр колеса

$$D_2 = \sqrt{G_a v_2^I/(\pi \tau_2 u_2 \varphi_{2r}^I \bar{b}_2^I)} = \sqrt{11{,}16 \cdot 0{,}0381/(\pi 0{,}914 \cdot 132{,}2 \cdot 0{,}24 \cdot 0{,}05)} = 0{,}305 \text{ м}.$$

Для стационарных центробежных компрессоров значение $D_2 < 0{,}25$ м нежелательно, так как снижается КПД компрессора. Поэтому при $D_2 < 0{,}25$ м целесообразно уменьшить угол выхода лопаток колеса и повторить все расчеты с новым принятым значением $\beta_{2л}$ или использовать в дальнейшем рекомендации по проектированию малорасходных центробежных компрессоров. При получении слишком больших значений D_2 (например, бо́льших, чем позволяют возможности завода-изготовителя) следует увеличить угол $\beta_{2л}$ и принять наибольшие рекомендуемые значения $\bar{b}_2$ или увеличить число ступеней компрессора, или же рассмотреть вопрос о создании осевого компрессора.

Ширина колеса ступени I на выходе $b_2^I = \bar{b}_2^I D_2 = 0{,}05 \cdot 0{,}305 = 0{,}015$ м.

Частота вращения ротора компрессора $n = u_2/(\pi D_2) = 132{,}2/(\pi \cdot 0{,}305) = 138$ 1/с.

Для унифицированных рабочих колес $\beta_{2л}^{II} = \beta_{2л}^I$, $\varphi_{2r}^{II} = \varphi_{2r}^I$, $\varphi_{2u}^{II} = \varphi_{2u}^I$ и с достаточной для предварительных расчетов точностью $\Delta i^{II} = \Delta i/Z_{ст} = 24{,}6/2 = 12{,}3$ кДж/кг, $\Omega^{II} = \Omega^I = 0{,}636$, $\Delta i_2^{II} = \Omega^{II} \Delta i^{II} = 7{,}8$ кДж/кг

Энтальпия рабочего тела при выходе из колеса II $i_2^{II} = i_н + \Delta i^{I} + \Delta i_2^{II} = 1003{,}7 + 12{,}3 + 7{,}8 = 1123{,}8$ кДж/кг.

Удельный объем рабочего вещества за колесом ступени II: $v_2^{II} = v_н^{I}/[1 + (i_2^{II} - i_н^{I})/(\sigma_s p_н^{I} v_н^{I})]^{1/(n-1)} = 0{,}053/[1 + (1023{,}8 - 1003{,}7 \cdot 10^3)/(14{,}32 \cdot 3{,}3 \cdot 10^5 \cdot 0{,}053)]^{1/(1{,}093-1)} = 0{,}0231$ м^3/кг.

Давление за колесом ступени II: $p_2^{II} = p_н^{I} (v_н^{I}/v_2^{II})^n = 3{,}3 \times 10^5 (0{,}053/0{,}0231)^{1{,}092} = 8{,}81 \cdot 10^5$ Па.

Относительная ширина колеса ступени II на выходе $b_2^{II} = G_a v_2^{II}/(\pi D_2^2 \tau_2^{II} u_2^{II} \varphi_{2r}^{II})$. Так как в рассматриваемом случае $u_2^{II} = u_2^{I}$, $\varphi_{2r}^{II} = \varphi_{2r}^{I}$, $D_2^{II} = D_2^{I}$, $\tau_2^{II} = \tau_2^{I}$, то $b_2^{II} = v_2^{II} b_2^{I}/v_2^{I} = 0{,}0231 \times 0{,}05/0{,}0381 = 0{,}0303$.

При проектировании для исключения ощутимого снижения КПД ступени необходимо, чтобы b_2 было больше 0,015. Если $b_2 < 0{,}015$ следует увеличить относительную ширину колеса ступени I, уменьшить $\beta_{2л}$ и φ_{2r} или увеличить число ступеней.

Ширина колеса ступени II на выходе $b_2^{II} = b_2^{II} D_2 = 0{,}0303 \times 0{,}305 = 0{,}009$ м.

Диаметр вала компрессора определяется условиями необходимой жесткости и достаточной прочности, причем расчеты могут быть выполнены только после разработки конструкции компрессора на основании чертежа ротора. Однако для проведения первоначального газодинамического расчета проточной части, на основании которого начинается проработка конструкции, можно использовать среднестатистические результаты расчетов критических частот вращения ряда ранее выполненных конструкций. Согласно рекомендациям относительный диаметр вала $\bar{d}_в = d_в/D_2$ связан с числом рабочих колес $Z_{ст}$ и первой собственной частотой вращения ротора соотношением

$$\bar{d}_в = (0{,}14 \div 0{,}21)(Z_{ст} + 2{,}3)\sqrt{D_2 n_{кр1} 10^{-3}}.$$

Для надежной работы компрессора необходимо, чтобы рабочая частота вращения n на 15—30 % отличалась от собственной или критической частоты вращения $n_{кр}$. Если $n < n_{кр}$, то вал называется жестким. При $n > n_{кр}$ вал считается гибким. Как правило, рабочая частота вращения гибкого вала располагается между первой и второй собственными частотами вращения $n_{кр1}$ и $n_{кр2}$, причем в среднем $n_{кр2} = (3{,}6 \div 3{,}8)\, n_{кр1}$. Примем в рассматриваемом случае жесткий вал, положив $n_{кр1} = 1{,}25n$, т. е. $n_{кр1} = 1{,}25 \cdot 138 = 172{,}5$ 1/с. Тогда для колеса ступени I

$$\bar{d}_в^{I} = 0{,}17(2 + 2{,}3)\sqrt{0{,}305 \cdot 172{,}5 \cdot 10^{-3}} = 0{,}168.$$

Следовательно, $d_в^{I} = \bar{d}_в^{I} D_2 = 0{,}168 \cdot 0{,}305 = 0{,}05$ м. При гибком вале диаметр $d_в^{I}$ оказался бы меньше. С учетом толщины втулок ($\delta_{вт} = 5 \div 10$ мм), надеваемых на вал перед рабочими колесами для их фиксации на валу в осевом направлении и защиты вала от эрозии, $d_0^{I} = d_в^{I} + 2\delta_{вт} = 0{,}05 + 2 \cdot 0{,}0075 = 0{,}065$ м и $\bar{d}_0^{I} = d_0^{I}/D_2 = 0{,}065/0{,}305 = 0{,}213$. Обычно удается добиться,

чтобы значение d_0 находилось в пределах 0,2—0,35. При $d_0 >$ $> 0{,}35$ КПД колеса снижается, особенно при малых b_2.

Диаметр расточки покрывающего диска колеса ступени I может быть выбран в соответствии с условием минимума относительной скорости рабочего вещества при входе в межлопаточные каналы. Для подсчета $D_{0\omega 1\ \min}$ приходится задаться значениями отношений диаметров $\kappa_D = D_1/D_0$ и скоростей $\kappa_c = c_1/c_0$, причем $\kappa_D = 1{,}01 \div 1{,}04$, $\kappa_c = 0{,}9 \div 1{,}15$. Принимая $\kappa_D = 1{,}02$, $\kappa_c = 1{,}12$ и предварительно задаваясь коэффициентом загромождения входного сечения колеса $\tau_1 = 0{,}89$ и коэффициентом изменения удельного объема рабочего вещества на входе в колесо $\kappa_{v0} = v_н^I/v_0^I = 0{,}965$, определим

$$D_{0\,\omega 1\ \min} = D_2 \sqrt{\overline{d_0^{I\,2} + 1{,}26\,[4\tau_2\kappa_{v2}^I b_2^I \varphi_{2r}^I \kappa_c/(\kappa_D \tau_1 \kappa_{v0})]^{2/3}}} =$$

$$= 0{,}305 \sqrt{\overline{0{,}213^2 + 1{,}26\,[4 \cdot 0{,}914 \cdot 1{,}391 \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}24 \times}} \cdots$$

$$\cdots \overline{\times 1{,}12/(1{,}02 \cdot 0{,}89 \cdot 0{,}965)]^{2/3}} = 0{,}16 \text{ м}.$$

С учетом потерь во входном участке колеса $D_0 = 1{,}02 D_{0\omega 1 \min} = 1{,}02 \cdot 0{,}16 = 0{,}163$ м.

Скорость потока при входе в колесо ступени I (приближенное значение) $c_0^I = 4G_a v_н^I/[\kappa_{v0}\pi (D_0^{I\,2} - d_0^{I\,2})] = 4 \cdot 11{,}18 \cdot 0{,}053/[0{,}96\pi \times$ $\times (0{,}163^2 - 0{,}065^2) = 35{,}2$ м/с.

Изменение энтальпии рабочего вещества при входе в колесо ступени I: $\Delta i_0^I = -0{,}5 \cdot 10^{-3}\ (c_0^I)^2 = -0{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot 35{,}2^2 =$ $= -0{,}618$ кДж/кг. Энтальпия рабочего вещества при входе в колесо ступени I: $i_0^I = i_н^I + \Delta i_0^I = 1003{,}7 - 0{,}618 = 1003{,}1$ кДж/кг.

Параметры пара перед колесом ступени I можно определить при допущении, что во всасывающей камере на участке между сечениями $H - H$ и $O - O$ процесс расширения мало отличается от изоэнтропного, т. е. $v_0^I = v_н/[1 + \Delta i_0^I/(\sigma_s p_н v_н)]^{1/(k-1)} = 0{,}053/[1 -$ $- 0{,}618 \cdot 10^3/(14{,}32 \cdot 3{,}3 \cdot 10^5 \cdot 0{,}053)]^{1/(1{,}075-1)} = 0{,}0548$ м^3/кг.

Уточненное значение $\kappa_{v0}^I = v_н/v_0^I = 0{,}053/0{,}0548 = 0{,}967$.

Давление во входном сечении колеса ступени I: $p_0^I = p_н(v_н/v_0^I)^k =$ $= 3{,}3 \cdot 10^5/(0{,}053/0{,}0548)^{1{,}075} = 3{,}18 \cdot 10^5$ Па.

Поскольку полученное значение κ_{v0}^I практически не отличается от ранее принятого, то пересчет значений D_0^I, c_0^I и i_0^I не проводится.

Скорость потока перед лопатками колеса ступени I: $c_1^I = \kappa_c c_0^I =$ $= 35{,}2 \cdot 1{,}12 = 39{,}5$ м/с. Входной (средний) диаметр колеса ступени I: $D_1^I = \kappa_D D_0^I = 1{,}02 \cdot 0{,}163 = 0{,}166$ м. Относительная величина $\overline{D}_1^I = D_1^I/D_2^I = 0{,}166/0{,}305 = 0{,}544$. Окружная скорость на диаметре D_1^I: $u_1 = u_2 D_1^I/D_2^I = 132{,}2 \cdot 0{,}166/0{,}305 = 70{,}7$ м/с.

Изменение энтальпии рабочего вещества на входном участке колеса ступени I: $\Delta i_1^I = -0{,}5 c_1^{I\,2} \cdot 10^{-3} = 0{,}5 \cdot 39{,}5^2 \cdot 10^{-3} =$ $= -0{,}78$ кДж/кг.

Угол потока перед лопатками колеса $\beta_1^I = \operatorname{arctg}(c_1^I/u_1^I) =$ $= \operatorname{arctg}(39{,}5/70{,}7) = 29{,}2°$. Входной лопаточный угол выбирается в пределах $\beta_{1л} = \beta_1 + (0 \div 3°)$. Принимается $\beta_{1л}^I = 30°$.

Для уменьшения стеснения входного сечения колеса лопатками часто применяют двухъярусные решетки, т. е. решетки с подрезанной на входе каждой второй лопаткой. В этом случае $z_1^I = 0{,}5z_2^I = 0{,}5 \cdot 24 = 12$.

Коэффициент стеснения входного сечения колеса ступени I: $\tau_1^I = 1 - 0{,}5\bar{\delta}_л z_1^I D_2/(\pi D_1^I \sin \beta_{1л}^I) = 1 - 0{,}5 \cdot 0{,}016 \cdot 12 \times 0{,}305/(\pi \times 0{,}166 \sin 30) = 0{,}887$. Поскольку значение коэффициента стеснения входного сечения колеса практически не отличается от ранее принятого, необходимости в уточнении основных размеров рабочего колеса ступени I нет.

Удельный объем пара перед каналами колеса ступени I определяется аналогично $v_0^I : v_1^I = v_н/[1 + \Delta i_1^I/(\sigma_s p_н v_н)]^{1/(k-1)} = 0{,}053/[1 - 0{,}78 \cdot 10^3/(14{,}32 \cdot 3{,}3 \cdot 10^5 \cdot 0{,}053)]^{1/(1{,}075-1)} = 0{,}0553$ м^3/кг.

Ширина лопаток колеса ступени I на входе $b_1^I = G_a v_1^I/(\pi D_1^I c_1^I \tau_1^I) = 11{,}18 \cdot 0{,}0553/(\pi 0{,}166 \cdot 39{,}5 \cdot 0{,}887) = 0{,}033$ м.

Угол конусности покрывающего диска $\nu = \operatorname{arctg}\,[2\,(b_1^I - b_2^I)/(D_2^I - D_1^I)] = \operatorname{arctg}\,[2\,(0{,}033 - 0{,}015)/(0{,}305 - 0{,}166)] = 14{,}2°$.

Относительная скорость при входе в каналы колеса ступени I: $w_1^I = c_1^I/(\tau_1^I \sin \beta_{1л}^I) = 39{,}5/(0{,}887 \sin 30) = 89$ м/с.

Число Маха по относительной скорости $M_{w1}^I = w_1^I/a_н = 89/137{,}1 = 0{,}65$, что приемлемо, так как оно не превышает предельно допустимых значений $M_{w1\,пр} = 0{,}85 \div 0{,}9$.

Радиус кривизны средней линии лопаток колеса ступени I

$$R_л^I = \frac{[1 - (D_1^I/D_2^I)^2]\,D_2^I}{4\,[\cos\beta_{1л}^I - (D_1^I/D_2^I)\cos\beta_{1л}^I]} = \frac{[1 - (0{,}166/0{,}305)^2]0{,}305}{4\,[\cos 45 - (0{,}166/0{,}305)\cos 30]} =$$

$$= 0{,}223 \text{ м}.$$

Радиус разметочной окружности

$$R_0^I = D_2^I \sqrt{(R_л^I/D_2^I)\,[(R_л^I/D_2^I) - \cos\beta_{2л}^I] + 0{,}25} =$$

$$= 0{,}305 \sqrt{(0{,}223/0{,}305)\,[(0{,}223/0{,}305) - \cos 45] + 0{,}25} = 0{,}158 \text{ м}.$$

В целях унификации колес для использования одного и того же технологического оборудования и оснастки при их изготовлении профиль лопаток колеса ступени II принимается таким же, как и колеса ступени I. Тогда расчет колеса ступени II сводится к определению параметров потока перед его лопатками при известной геометрии каналов. Для ступени II: $i_н^{II} = i_к^I = 1016$ кДж/кг;

$$p_н^{II} = p_к^I = 5{,}81 \cdot 10^5 \text{ Па}; \quad v_н^{II} = v_к^I = 0{,}0317 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Ширина лопаток колеса ступени II на входе $b_1^{II} = b_1^I - (b_2^I - b_2^{II}) = 0{,}033 - (0{,}015 - 0{,}009) = 0{,}027$ м.

Приближенное значение изменения энтальпии на входном участке колеса ступени II при допущении, что $c_1^{II} = c_1^{I} = 39{,}5$ м/с:

$$\Delta i_1^{II} = -0{,}5 c_1^{II2} \cdot 10^{-3} = -0{,}5 \cdot 39{,}5^2 \cdot 10^{-3} = -0{,}78 \text{ кДж/кг}.$$

Удельный объем пара на входе в лопаточную решетку колеса ступени II: $v_1^{II} = v_н^{II}/[1 + \Delta i_1^{II}/(\sigma_s p_н^{II} v_н^{II})]^{1/(k-1)} = 0{,}0317/[1 - 0{,}78 \cdot 10^3/(14{,}32 \cdot 5{,}8 \cdot 10^5 \cdot 0{,}0317)]^{1/(1{,}075-1)} = 0{,}033$ м³/кг.

Уточненное значение скорости потока перед лопатками колеса ступени II: $c_1^{II} = G_a v_1^{II}/(\pi D_1^{II} b_1^{II}) = 11{,}18 \cdot 0{,}033/(\pi 0{,}163 \cdot 0{,}027) = 26{,}7$ м/с.

Изменение энтальпии на входном участке колеса ступени II:

$$\Delta i_1^{II} = -0{,}5 \cdot 26{,}7^2 = 0{,}36 \text{ кДж/кг}.$$

Уточненное значение удельного объема $v_1^{II} = 0{,}032$ м³/кг незначительно отличается от принятого при определении скорости c_1^{II}.

Угол потока перед лопатками колеса ступени II: $\beta_1^{II} = \operatorname{arctg}(c_1^{II}/u_1^{II}) = \operatorname{arctg}(26{,}7/70{,}7) = 20{,}7°$.

Ускорение потока на входном участке колеса ступени II принимается таким же, как для колеса ступени I: $k_c^{II} = c_1^{II}/c_0^{II} = 1{,}12$, тогда $c_0^{II} = c_1^{II}/k_c^{II} = 26{,}7/1{,}12 = 23{,}8$ м/с.

Изменение энтальпии рабочего вещества на входном участке колеса ступени II: $\Delta i_0^{II} = -0{,}5 c_0^{II2} \cdot 10^{-3} = -0{,}282$ кДж/кг.

Удельный объем пара на входе в рабочее колесо ступени II

$$v_0^{II} = v_н^{II}/[1 + \Delta i_0^{II}/(\sigma_s p_н^{II} v_н^{II})]^{1/(k-1)} = 0{,}0317/[1 - 0{,}282 \cdot 10^3/(14{,}32 \cdot 5{,}8 \cdot 10^3 \cdot 0{,}0317)]^{1/(1{,}075-1)}.$$

Давление во входном сечении колеса ступени II: $p_0^{II} = p_н^{I} (v_н^{I}/v_0^{II})^k = 3{,}3 \cdot 10^5 (0{,}053/0{,}0322)^{1{,}075} = 5{,}69 \cdot 10^5$ Па.

Диаметр втулки вала перед колесом ступени II

$$d_0^{II} = D_0 \sqrt{1 - 4 G_a v_0^{II}/(\pi c_0^{II} D_0^2)} =$$

$$= 0{,}163 \sqrt{1 - 4 \cdot 11{,}18 \cdot 0{,}0322/(\pi 23{,}8 \cdot 0{,}163^2)} = 0{,}085 \text{ м}.$$

Относительный диаметр втулки вала перед колесом ступени II: $\bar{d}_0^{II} = d_0^{II}/D_2 = 0{,}085/0{,}305 = 0{,}28$.

Если полученное значение $\bar{d}_0 > 0{,}35$, то для исключения снижения КПД ступени необходимо задаться величиной $\bar{d}_0 < 0{,}35$ и пересчитать параметры потока в сечениях *0—0* и *1—1* рассчитываемой ступени. Относительные потери вследствие протечек рабочего вещества через лабиринтные уплотнения покрыва-

ющих дисков колеса ступеней I и II при числе гребней $z_л = 4$ и радиальных зазорах в уплотнениях $s = 0{,}4$ мм:

$$\beta_{пр} = \bar{D}_1 (s/D_2) \sqrt{v_2/v_0} \sqrt{[3/(4z_л)](1 - \bar{D}_1^2)/(\tau_2 \varphi_{2r} b_2)};$$

$$\beta_{пр}^{I} = 0{,}544 (0{,}4 \cdot 10^{-3}/0{,}305) \sqrt{0{,}0381/0{,}0548} \times$$

$$\times \sqrt{[3/(4 \cdot 4)](1 - 0{,}544^2)/(0{,}914 \cdot 0{,}24 \cdot 0{,}05)} = 0{,}02;$$

$$\beta_{пр}^{II} = 0{,}544 (0{,}4 \cdot 10^{-3}/0{,}305) \sqrt{0{,}0231/0{,}0322} \times$$

$$\times \sqrt{[3/(4 \cdot 4)](1 - 0{,}544^2)/(0{,}914 \cdot 0{,}24 \cdot 0{,}0303)} = 0{,}033.$$

Относительные потери на дисковые трения: $\beta_{тр} = 0{,}172/(1000 \tau_2 \varphi_{2r} \varphi_{2u} b_2)$; $\beta_{тр}^{I} = 0{,}172/(1000 \cdot 0{,}914 \times 0{,}24 \times 0{,}674 \cdot 0{,}05) = 0{,}023$; $\beta_{тр}^{II} = 0{,}172/(1000 \cdot 0{,}914 \cdot 0{,}24 \cdot 0{,}674 \times 0{,}0303) = 0{,}038$.

Вычисленное среднее для двух ступеней значение $1 + \beta_{тр} + \beta_{пр} = [(1 + \beta_{тр}^{I} + \beta_{пр}^{I}) + (1 + \beta_{тр}^{II} + \beta_{пр}^{II})]/2 = 1{,}057$ отличается от ранее принятого на 1,1 %, что для предварительных расчетов вполне приемлемо. При расхождении между вычисленным и принятым значениями $1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}$ более 2,5 % все расчеты следует повторить.

Расчет диффузора ступени I. Расчет диффузоров зависит от конструкции выходного устройства данной ступени.

Для ступени I выходным устройством является обратный направляющий аппарат (ОНА), подводящий рабочее вещество к ступени II. Во избежание замедления потока в ОНА, что вызывает возрастание потерь в нем, скорость за диффузором c_4 должна быть несколько меньше скорости перед следующим колесом C_0. Однако при проектировании центробежных компрессоров, работающих на высокомолекулярных рабочих веществах, скорость потока перед вторым и последующим колесами невелика, и чтобы не увеличивать радиальные габариты компрессора (D_4/D_2) и не допустить снижения КПД колеса из-за увеличения d_0 более 0,35, возможно либо равенство скоростей c_4 и c_0, либо даже замедление потока в ОНА. Принято $c_4^{I} = c_0^{II} = 23{,}8$ м/с.

Угол выхода потока из колеса ступени I: $\alpha_2^{I} = \operatorname{arctg}(\varphi_{2r}^{I}/\varphi_{2u}^{I}) = \operatorname{arctg}(0{,}24/0{,}674) = 19{,}6°$.

Скорость потока за колесом ступени I: $c_2^{I} = u_2 \varphi_{2r}^{I}/\sin \alpha_2^{I} = 132{,}2 \cdot 0{,}24/\sin 19{,}6 = 94{,}6$ м/с.

Коэффициент диффузорности диффузора $k_д = c_2^{I}/c_4^{I} = 94{,}6/23{,}8 = 3{,}97$. Энтальпия рабочего тела за диффузором ступени I: $i_4^{I} = i_н^{I} + \Delta i^{I} - 0{,}5 (c_4^{I})^2 \cdot 10^{-3} = 1003{,}7 + 12{,}3 - 0{,}5 \times 23{,}8^2 \cdot 10^{-3} = 1015{,}7$ кДж/кг. Удельный объем пара за диффузором ступени I: $v_4^{I} = v_н^{I}/[1 + (i_4^{I} - i_н^{I})/(\sigma_s p_н^{I} v_н^{I})]^{1/(n-1)} = 0{,}053/[1 + (1015{,}7 - 1003{,}7) 10^3/(14{,}32 \cdot 3{,}3 \cdot 10^5 \cdot 0{,}053)]^{1/(1{,}093-1)} = 0{,}032$ м^3/ кг.

Для безлопаточного диффузора (БЛД), следующего за колесом с относительной шириной $b_2 = 0{,}04 \div 0{,}05$, ширину целесообразно принимать равной ширине колеса, а при меньших значениях b_2 имеет смысл выполнять БЛД более широким, чем колеса $b_4 = (1{,}2 \div 1{,}4)\ b_2$. Принято $b_4^{\text{I}} = b_2^{\text{I}}$, $\alpha_4^{\text{I}} = \alpha_2^{\text{I}} + 2 = 19{,}6 + 2 = 21{,}6°$, тогда радиальные габариты БЛД определяются соотношением $D_4^{\text{I}}/D_2^{\text{I}} = k_{\text{д}} v_4^{\text{I}} b_2^{\text{I}} \tau_2 \sin \alpha_2^{\text{I}} / (v_2^{\text{I}} b_4^{\text{I}} \sin \alpha_4^{\text{I}}) = 3{,}97 \cdot 0{,}032 \cdot 0{,}015 \times \times 0{,}914 \cdot 19{,}6/(0{,}0381 \cdot 0{,}015 \cdot \sin 21{,}6) = 2{,}75$. Приемлемым диапазоном использования БЛД можно считать $D_4/D_2 = 1{,}6 \div 1{,}8$, при больших значениях от безлопаточного диффузора следует отказаться и применять лопаточный.

Для промежуточных ступеней с лопаточными диффузорами можно принять $\overline{D}_4 = D_4/D_2 = 1{,}5 \div 1{,}6$, $b_4 = b_3 = (1{,}15 \div 1{,}25)\ b_2$, а для концевых $b_4 = b_3 = (1{,}3 \div 1{,}6)\ b_2$.

Для диффузора ступени I принимается: $b_4^{\text{I}} = b_3^{\text{I}} = 1{,}25 b_2^{\text{I}} = 1{,}25 \cdot 0{,}015 = 0{,}019$ м; $\overline{D}_4^{\text{I}} = 1{,}55$ и $D_4^{\text{I}} = \overline{D}_4^{\text{I}} D_2^{\text{I}} = 1{,}55 \cdot 0{,}305 = 0{,}473$ м.

Угол входа потока в диффузор ступени I при полном расширении струи $\alpha_3^{\text{I}} = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha_2^{\text{I}} b_2^{\text{I}}/b_3^{\text{I}}) = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} 19{,}6 \cdot 0{,}015/0{,}019) = 15{,}9°$.

Число Маха по абсолютной скорости на выходе из колеса ступени I: $M_{c_2} = c_2^{\text{I}}/a_{\text{н}} = 94{,}6/137{,}1 = 0{,}69$. Относительный диаметр начала лопаток диффузора $\overline{D}_3 = D_3/D_2 = 1{,}08 \div 1{,}3$, причем чем выше M_{c_2}, тем больше принимаемое значение $\overline{D}_3$. Для ступени I $\overline{D}_3^{\text{I}} = 1{,}15$, и тогда $D_3^{\text{I}} = \overline{D}_3^{\text{I}} D_2^{\text{I}} = 1{,}15 \cdot 0{,}305 = 0{,}35$ м.

Входной угол лопаток диффузора ступени I: $\alpha_{3л}^{\text{I}} = \alpha_3^{\text{I}} + (1 \div 3°) = 15{,}9 + 1{,}1 = 17°$. Угол выхода потока из диффузора ступени I: $\alpha_4^{\text{I}} = \arcsin [k_{\text{д}} \sin \alpha_2^{\text{I}} b_2^{\text{I}} D_2^{\text{I}} v_4^{\text{I}}/(b_4^{\text{I}} D_4^{\text{I}} v_2^{\text{I}})] = \arcsin [3{,}97 \times \times \sin 19{,}6 \cdot 0{,}015 \cdot 0{,}305 \cdot 0{,}032/(0{,}019 \cdot 0{,}473 \cdot 0{,}0381)] = 34{,}7°$.

Задаваясь углом отставания потока на выходе из диффузора $\delta\alpha_4 = 1 \div 3°$ и густотой лопаточной решетки диффузора в пределах $l_3/t_3 = 1{,}9 \div 2{,}4$, находим угол выходных кромок лопаток диффузора $\alpha_{4л}^{\text{I}} = \alpha_4^{\text{I}} + \delta\alpha_4 = 37°$ и число диффузорных лопаток $z_3 = (l_3/t_3)\ \pi\ (D_4 + D_3) \sin [0{,}5\ (\alpha_{3л} + \alpha_{4л})]/(D_4 - D_3)$, $z_3^{\text{I}} = 2{,}3\pi \times \times (0{,}473 + 0{,}35) \sin [0{,}5\ (37 + 17)]/(0{,}473 - 0{,}35) = 22$.

Радиус кривизны средней линии лопаток диффузора (рис. 3.4) $R_{\text{л.д}}^{\text{I}} = (D_4^{\text{I}2} - D_3^{\text{I}2})/[4\ (D_4^{\text{I}} \cos \alpha_{4л}^{\text{I}} - D_3^{\text{I}} \cos \alpha_{3л}^{\text{I}})] = (0{,}473^2 - - 0{,}35^2)/[4\ (0{,}472 \cos 37 - 0{,}35 \cos 17)] = 0{,}588$ м.

Радиус разметочной окружности

$$R_{0\text{д}}^{\text{I}} = \sqrt{R_{\text{л.д}}^{\text{I}} (R_{\text{л.д}}^{\text{I}} - D_4^{\text{I}} \cos \alpha_{4л}^{\text{I}}) + 0{,}25 D_4^{\text{I}2}} =$$

$$= \sqrt{0{,}588\,(0{,}588 - 0{,}473 \cos 37) + 0{,}25 \cdot 0{,}473^2} = 0{,}424 \text{ м}.$$

Профиль лопаток диффузора обтекаемый, крыловидный. Координаты поперечного сечения диффузорной лопатки с максимальной толщиной 5 % длины лопатки (координаты неизогнутого профиля) приведены в табл. 3.2.

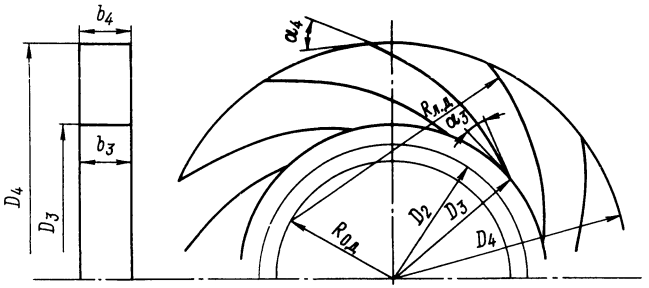


Рис. 3.4. Схема лопаточного диффузора

Расчет диффузора ступени II (концевой). В ступени II так же, как и в первой, целесообразно принять лопаточный диффузор. В этом случае при необходимости доводки проточной части компрессора до расчетных параметров газодинамические характеристики компрессора можно изменять в требуемом направлении поворотом лопаток диффузора без изменения других элементов проточной части. Радиальные размеры диффузора концевой ступени зависят от варианта выходного устройства, следующего за ним. Для ступени с кольцевой камерой D_3 и D_4 принимают такими же, как в предыдущих ступенях, а для ступени со спиральной камерой (улиткой) ради сокращения радиальных габаритов компрессора можно принять $\overline{D}_4 = 1{,}35 \div 1{,}45$.

Для варианта ступени с улиткой принимается: $D_3^{II} = D_3^{I} = 0{,}35$ м; $b_4^{II} = b_3^{II} = 1{,}35 b_2^{II} = 1{,}35 \cdot 0{,}009 = 0{,}012$ м; $\overline{D}_4^{II} = 1{,}43$; $D_4^{II} = 1{,}43 \cdot 0{,}305 = 0{,}436$ м.

Таблица 3.2. **Координаты профиля диффузорной лопатки (в % от длины средней линии), профиль симметричный**



x	y+	y−	x	y+	y−
0	0	0	30	2,45	—2,45
1,25	0,95	—0,95	40	2,35	—2,35
2,5	1,3	—1,3	50	2,05	—2,05
5	1,7	—1,7	60	1,75	—1,75
10	2,1	—2,1	70	1,35	—1,35
15	2,35	—2,35	80	0,95	—0,95
20	2,45	—2,45	90	0,45	—0,45
25	2,5	—2,5	100	0	0

Угол входа потока в диффузор при условии полного расширения струи, выходящей из колеса, $\alpha_3^{II} = \text{arctg}\,[(b_2^{II}/b_3^{II})\,\text{tg}\,\alpha_2^{II})] = \text{arctg}\,[(0{,}009/0{,}012)\,\text{tg}\,19{,}6] = 14{,}8°$.

Угол входа лопаток диффузора ступени II: $\alpha_{3л}^{II} = \alpha_3^{II} + (1 \div 3°) = 14{,}8 + 2{,}2 = 17°$. Угол выхода лопаток диффузора ступени II: $\alpha_{4л}^{II} = \alpha_3^{II} + (8 \div 14°) = 17 + 10 = 27°$.

Угол выхода потока из диффузора ступени II: $\alpha_4^{II} = \alpha_{4л}^{II} - 2 = 27 - 2 = 25°$.

Число лопаток диффузора ступени II: $z_3^{II} = z_4^{II} = 2{,}05\pi \times (0{,}436 + 0{,}35)\sin[0{,}5\,(17 + 27)/(0{,}436 - 0{,}35)] = 22$.

Приближенное значение скорости потока за диффузором: $c_4^{II} \approx G_a v_2^{II}/(\pi D_4^{II} b_4^{II} \sin\alpha_4^{II}) = 11{,}18 \cdot 0{,}0231/(\pi 0{,}436 \cdot 0{,}012 \sin 25) = 37{,}2$ м/с.

Приближенное значение энтальпии за диффузором: $i_4^{II} = i_н^I + \Delta i^I + \Delta i^{II} - 0{,}5 \cdot 10^{-3} c_4^{II2} = 1003{,}7 + 12{,}3 - 0{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot 37{,}2^2 = 1027{,}6$ кДж/кг.

Приближенное значение удельного объема пара за диффузором: $v_4^{II} = v_н^I/[1 + (i_4^{II} - i_н^I)/(\sigma_s p_н^I v_н^I)]^{1/(n-1)} = 0{,}053/[1 + (1027{,}6 - 1003{,}7) \cdot 10^3/(14{,}32 \cdot 3{,}3 \cdot 10^5 \cdot 0{,}053)]^{1/(1{,}093-1)} = 0{,}0199$ м³/кг.

Уточненное значение скорости пара за диффузором ступени II: $c_4^{II} = G_a v_4^{II}/(\pi D_4^{II} b_4^{II} \sin\alpha_4^{II}) = 11{,}18 \cdot 0{,}0199/(\pi 0{,}436 \cdot 0{,}012 \sin 25) = 32$ м/с.

Уточненное значение энтальпии пара за диффузором $i_4^{II} = i_н^I + \Delta i^I + \Delta i^{II} - 0{,}5 \cdot 10^{-3} c_4^{II2} = 1003{,}7 + 12{,}3 + 12{,}3 - 0{,}5 \cdot 32^2 \times 10^{-3} = 1027{,}8$ кДж/кг.

Удельный объем пара за диффузором концевой ступени $v_4^{II} = v_н^I/[1 + (i_4^{II} - i_н^I)/(\sigma_s p_н^I v_н^I)]^{1/(n-1)} = 0{,}053/[1 + (1027{,}8 - 1003{,}7)\ 10^3/(14{,}32 \cdot 3{,}3 \cdot 10^5 \cdot 0{,}053)]^{1/(1{,}093-1)} = 0{,}0198$ м³/кг.

Радиус кривизны средней линии лопаток диффузора ступени II: $R_{л.д}^{II} = (D_4^{II2} - D_3^{II2})/[4\ (D_4^{II}\cos\alpha_{4л}^{II} - D_3^{II}\cos\alpha_{3л}^{II})] = (0{,}436^2 - 0{,}35^2)/[4\,(0{,}436\cos 37 - 0{,}35\cos 17)] = 1{,}252$ м.

Радиус разметочной окружности

$$R_{0д}^{II} = \sqrt{R_{л.д}^{II}\,(R_{л.д}^{II} - D_4^{II}\cos\alpha_{4л}^{II}) + 0{,}25 D_4^{II2}} =$$

$$= \sqrt{1{,}252\,(1{,}252 - 0{,}436\cos 37) + 0{,}25 \cdot 0{,}436^2} = 1{,}086\ \text{м}.$$

Расчет выходного устройства ступени I. Для ступени I выходным устройством является обратный направляющий аппарат, схема которого представлена на рис. 3.5. Оптимальная относительная ширина ОНА $\bar{b}_5 = b_5/b_4 = 1{,}05 \div 1{,}15$. Принимая $\bar{b}_5 = 1{,}1$, т. е. $b_5 = 1{,}1 b_4 = 1{,}1 \cdot 0{,}019 = 0{,}021$ м, определяем угол входа потока в лопаточную решетку ОНА: $\alpha_5 = \text{arctg}\,[(k_{тр}/\bar{b}_5)\,\text{tg}\,\alpha_4^I] = \text{arctg}\,[(1{,}35/1{,}1)\,\text{tg}\,34{,}7] = 40{,}4°$, где $k_{тр} = 1{,}35$ для ОНА, расположенного за лопаточным диффузором, и $k_{тр} = 1{,}5 \div 1{,}7$ для ОНА за безлопаточным диффузором. Принимаем $\alpha_{5л}^I = 40°$.

Диаметр входных кромок ОНА $D_5 = D_4^I = 0{,}473$ м.

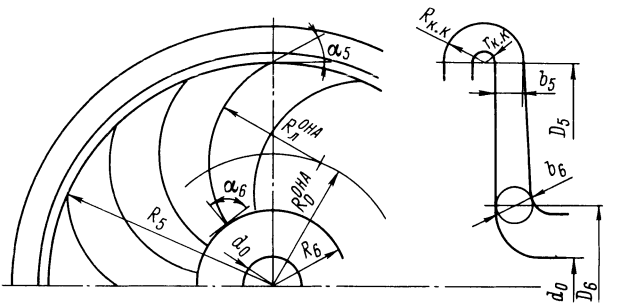


Рис. 3.5. Схема обратного направляющего аппарата

Для определения геометрических размеров ОНА на выходе предварительно задаются коэффициентом загромождения выходного сечения ОНА лопатками $\tau_6 = 0{,}88$, ускорением потока в ОНА $k_F = c_6/c_5 = 1{,}1$ и относительной величиной радиуса скругления $\bar{r} = r/b_6$. По опытным данным можно рекомендовать $\bar{r} = 0{,}45$.

Ширина лопаток ОНА на выходе

$$b_6 = D_0\left[-(1/4)\,\bar{r} + \sqrt{(1/4\bar{r})^2 + k_F\,(1 - d_0^{II2}/D_0^2)/(8\tau_6\bar{r})}\right] =$$

$$= 0{,}163\left[-1/4 \cdot 0{,}45 + \right.$$

$$\left. + \sqrt{1/4 \cdot 0{,}45^2 + 1{,}1\ (1 - 0{,}085^2/0{,}163^2)/(8 \cdot 0{,}88 \cdot 0{,}45)}\right] = 0{,}031 \text{ м}.$$

Средний диаметр выходных кромок лопаток ОНА $D_6 = D_0 + 2\bar{r}b_6 = 0{,}163 \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}031 = 0{,}191$ м. Радиус скругления $r = \bar{r}b_6 = 0{,}45 \cdot 0{,}031 = 0{,}014$ м.

Принимая $\alpha_6 = 90°$ и оптимальную густоту решетки ОНА $\bar{l}_{opt} = (l/t) = 2$, определяем число лопаток ОНА: $z_5 = z_6 = \bar{l}_{opt}\pi\,(D_5 + D_6)\sin\,[0{,}5\,(\alpha_{5л} + \alpha_{6л})]/(D_5 - D_6) = 2\pi\,(0{,}473 + 0{,}191)\sin\,[0{,}5\,(40 + 90)]/(0{,}473 - 0{,}191) \approx 14$.

Конструктивно принимая лопатки постоянной толщины $\delta_5 = \delta_6 = 6$ мм, находим коэффициент загромождения: $\tau_6 = 1 - z_6\delta_6/(\pi D_6) = 1 - 14 \cdot 0{,}006/(\pi \cdot 0{,}191) = 0{,}86$. Если τ_6 значительно отличается от ранее принятого, расчет следует повторить с новым значением τ_6.

Радиус кривизны средней линии лопаток ОНА

$$R_л^{ОНА} = (D_5^2 - D_6^2)/[4\,(D_5\cos\alpha_{5л} - D_6\cos\alpha_{6л})] =$$

$$= (0{,}473^2 - 0{,}191^2)/[4\,(0{,}473\cos 40 - 0{,}191\cos 90)] = 0{,}129 \text{ м}.$$

Радиус разметочной окружности

$$R_0^{ОНА} = \sqrt{R_л^{ОНА}\,(R_л^{ОНА} - D_5\cos\alpha_5) + 0{,}25D_5^2} =$$

$$= \sqrt{0{,}129\,(0{,}129 - 0{,}473\cos 40) + 0{,}25 \cdot 0{,}473^2} = 0{,}293 \text{ м}.$$

Оптимальное значение радиуса кольцевого поворота колена перед ОНА $r_{к.к} = b_4^I \{7 \sin^2 [0{,}5 (\alpha_4^I + \alpha_5^I)] - 0{,}25 b_5^I (b_4^I - 0{,}25)\} = 0{,}019 \{7 \sin^2 [(34{,}7 + 40{,}4)/2] - 0{,}25 \cdot 0{,}021 (0{,}019 - 0{,}25)\} = 0{,}05$ м. Приемлемое по конструктивным соображениям значение $r_{к.к}$ окончательно должно быть определено при разработке проекта, так как для сокращения осевых размеров компрессора возможно некоторое уменьшение $r_{к.к}$.

Расчет выходного устройства ступени II (концевой). В качестве выходного устройства концевой ступени чаще всего используют улитку. Для этой цели также можно применить кольцевую камеру. В улитках с трапециевидной формой поперечного сечения угол между образующими боковых стенок $\nu = 45 \div 60°$. Принимается: $\nu = 50°$, входная ширина улитки $b_7 = b_4^{II} = 0{,}012$ м; входной диаметр улитки $D_7 = (1{,}02 \div 1{,}04)\ D_4^{II} = 1{,}02 \cdot 0{,}436 = 0{,}445$ м.

Наружный радиус спирали улитки $R_{нар}$ и угол разворота сечения θ (в градусах) связаны в неявном виде уравнением $J/b_7 = (\pi/180)\ \theta\ \mathrm{tg}\ \alpha_7$, в котором вспомогательный параметр J является функцией $R_{нар}$ и при произвольной форме поперечного сечения улитки определяется численным интегрированием в соответствии с уравнением

$$J = \int_{r_7}^{R_{нар}} (b/b_7)(dr/r).$$

В частном случае для спиральной камеры (улитки) трапециевидного сечения $J/b_7 = \Pi\ (R_{нар}/r_7 - 1) - (\Pi - 1) \ln (R_{нар}/r_7)$, где параметр формы поперечного сечения трапециевидной улитки $\Pi = (D_7/b_7)\ \mathrm{tg}\ (\nu/2) = (0{,}445/0{,}012)\ \mathrm{tg}\ (50/2) = 17{,}3$. Задавшись рядом значений $R_{нар}/r_7$, определяют J/b_7, а затем по уравнению $\theta = (180/\pi)\ (J/b_7)\ \mathrm{ctg}\ \alpha_7$ — соответствующий угол разворота поперечного сечения улитки.

При необходимости наружный радиус улитки при фиксированных углах θ можно рассчитать с помощью вспомогательного графика, приведенного на рис. 3.6. В этом случае по заданному значению углов вычисляют J/b_7, а затем по графику — соответствующее значение $R_{нар}/r_7$. В рассматриваемом примере $J/b_7 = (\pi/180)\ \theta\ \mathrm{tg}\ \alpha_4^{II} = (\pi/180)\ \theta\ \mathrm{tg}\ 25 = \theta \cdot 0{,}008139$.

Расчет $R_{нар}$ для ряда значений θ выполнен в табличной форме (табл. 3.3). Полученные значения $R_{нар}\ (\theta)$ используют для построения наружного контура улитки (рис. 3.7), принимая угол расположения языка улитки $\theta_я = 25 \div 30°$.

Число Маха по скорости на выходе из нагнетательного патрубка улитки $M_{c_к} = c_к/a_к = 0{,}12 \div 0{,}15$. Принято $M_{c_к} = 0{,}15$.

Скорость звука при выходе из патрубка

$$a_к = \sqrt{k v_к p_к} = \sqrt{1{,}075 \cdot 0{,}0194 \cdot 9{,}9 \cdot 10^5} = 143{,}7 \text{ м/с}.$$

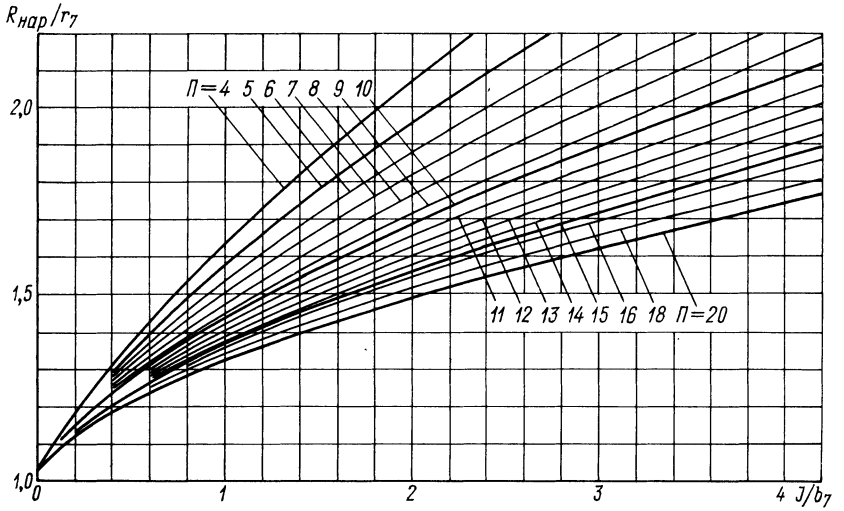


Рис. 3.6. Вспомогательный график для расчета улитки с трапециевидным поперечным сечением

Таблица 3.3. Результаты расчета улитки

θ, °	J/b_7	$R_{нар}/r_7$	$R_{нар}$, м	θ, °	J/b_7	$R_{нар}/r_7$	$R_{нар}$, м
22,5	0,183	1,105	0,246	225	1,831	1,465	0,326
45	0,366	1,165	0,259	270	2,198	1,525	0,339
90	0,733	1,261	0,281	315	2,564	1,58	0,352
135	1,099	1,335	0,297	360	2,930	1,63	0,393
180	1,465	1,405	0,313				

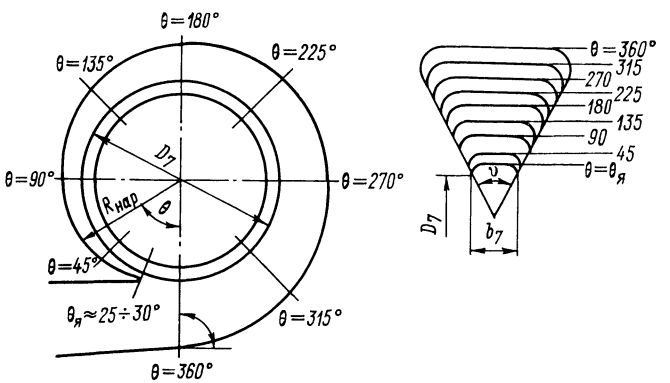


Рис. 3.7. Схема построения наружного контура улитки

Таблица 3.4. Основные размеры компрессора

Ступень	D_2, м	b_2	$\beta_{2л}$	z_2	$\delta_л$	n, 1/с
I II	0,305	0,05 0,0303	45	24	0,016	138

Скорость потока в выходном сечении патрубка улитки $c_к = M_{c_к} a_к = 0{,}15 \cdot 143{,}7 = 21{,}6$ м/с.

Диаметр нагнетательного патрубка улитки

$$D_к = \sqrt{4G_a v_к/(\pi c_к)} = \sqrt{4 \cdot 11{,}18 \cdot 0{,}0194/(\pi \cdot 21{,}6)} = 0{,}113 \text{ м}.$$

Принимается $D_к = 0{,}15$ м.

Если компрессор состоит из нескольких секций, то расчет проточной части секции II выполняют таким же методом, однако частота вращения последующих колес, расположенных на том же валу, что и колеса секции I, уже оказывается заданной.

Пример 2. Расчет параметров цикла холодильной машины с центробежным компрессором. Основные размеры компрессора приведены в табл. 3.4. Параметры рабочего вещества ($R12$) при входе в компрессор соответствуют условиям примера 1.

Для ступени с $\beta_{2л} = 45°$ согласно рис. 3.2 принимаем $\varphi^I_{2r} = 0{,}24$, $\beta^I_{2эф} = 46°$, $1 + \beta_{тр} + \beta_{пр} = 1{,}048$, $\eta^I_{пол} = 0{,}82$. Коэффициент теоретической работы колеса

$$\varphi^I_{2u} = 1 - (\pi \sin \beta^I_{2эф})/z_2 - \varphi^I_{2r} \operatorname{ctg} \beta^I_{2эф} = 1 - (\pi \sin 46/24) - 0{,}24 \operatorname{ctg} 46 = 0{,}674.$$

Окружная скорость рабочего колеса $u^I_2 = \pi D^I_2 n = \pi \cdot 0{,}305 \cdot 138 = 132{,}2$ м/с. Изменение энтальпии в ступени I: $\Delta i^I = u^2_2 \varphi^I_{2u} (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}) = 132{,}2^2 \cdot 0{,}674 \cdot 1{,}048 = 12{,}3$ кДж/кг. Коэффициент реакции колеса ступени I: $\Omega^I = 1 - [(\varphi^{I2}_{2u} + \varphi^{I2}_{2r})/[2\varphi^I_{2u} (1 + \beta_{пр} + \beta_{тр})]] = 1 - (0{,}674^2 + 0{,}24^2)/(2 \cdot 0{,}674 \cdot 1{,}048) = 0{,}636$. Изменение энтальпии рабочего вещества в колесе ступени I: $\Delta i^I_2 = \Delta i^I \Omega^I = 12{,}3 \cdot 0{,}636 = 7{,}8$ кДж/кг. Принимаем приближенное значение изоэнтропного КПД $\eta^I_s = \eta^I_{пол} - (0{,}01 \div 0{,}03) = 0{,}82 - 0{,}01 = 0{,}81$.

Изоэнтропное изменение энтальпии в ступени I: $\Delta i^I_s = \eta^I_s \Delta i^I = 0{,}81 \cdot 12{,}3 = 10$ кДж/кг. Энтальпия за ступенью I при изоэнтропном сжатии $i^I_{ks} = i_н + \Delta i^I_s = 1003{,}7 + 10 = 1013{,}7$ кДж/кг. На изоэнтропе, проходящей через начальную точку H процесса сжатия (рис. 3.8), находим точку k^I_s, соответствующую энтальпии i^I_{ks}, и определяем давление пара за ступенью I: $p^I_к = 5{,}75 \times 10^5$ Па. Действительная энтальпия рабочего вещества за ступенью I при политропном сжатии $i^I_к = i_н + \Delta i^I = 1003{,}7 + 12{,}3 = 1016$ кДж/кг.

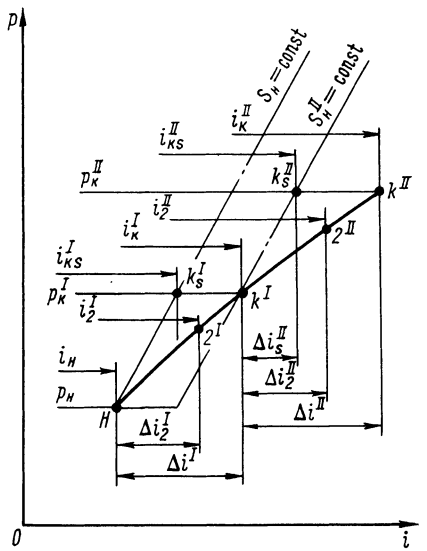


Рис. 3.8. К построению процесса сжатия в центробежном компрессоре при поверочном расчете проточной части

По значениям $p_к^I$ и $i_к^I$, используя диаграмму состояния или уравнения состояния, определяем удельный объем рабочего вещества за ступенью I: $v_к^I = 0{,}0319$ м^3/кг. Число изоэнтропы $\sigma_s^I = k/(k-1) = (i_к^I - i_н)/(p_к^I v_к^I - p_н v_н) = 12{,}3 \cdot 10^3/(5{,}75 \cdot 10^5 \times 0{,}0319 - 3{,}3 \cdot 10^5 \cdot 0{,}053) = 14{,}4$. Уточненное значение изоэнтропного КПД ступени I: $\eta_s^I = [(p_к^I/p_н)^{1/\sigma_s} - 1]/[(p_к^I/p_н)^{1/(\sigma_s \eta_{пол}^I)} - 1] = (1{,}74^{1/14{,}4} - 1)/(1{,}74^{1/(14{,}4 \cdot 0{,}82)} - 1) = 0{,}815$. При отличии уточненного значения изоэнтропного КПД от ранее принятого более чем на 1 % расчеты следует повторить с новым значением η_s^I.

Принимая, что процесс сжатия во всех элементах ступени происходит с одним и тем же показателем политропы, определяем число политропы $\sigma^I = n/(n-1) = \sigma_s^I \eta_{пол}^I = 14{,}4 \cdot 0{,}82 = 11{,}81$ и показатель политропы процесса сжатия $n = \sigma^I/(\sigma^I - 1) = 11{,}81/(11{,}81 - 1) = 1{,}093$. Энтальпия за рабочим колесом ступени I: $i_2^I = i_н + \Delta i_2^I = 1003{,}7 + 7{,}8 = 1011{,}5$ кДж/кг. Удельный объем рабочего вещества за рабочим колесом ступени I: $v_2^I = v_н/[1 + (i_2^I - i_н)/(p_н v_н \sigma_s^I)]^{1/(n-1)} = 0{,}053/[1 + 7{,}8 \cdot 10^3/(3{,}3 \times 10^5 \times 0{,}053 \cdot 14{,}4)]^{1/(1{,}093-1)} = 0{,}0381$ м^3/кг. Коэффициент загромождения выходного сечения колеса лопатками $\tau_2 = 1 - 0{,}5 z_2 \bar{\delta}_л/(\pi \sin \beta_{2эф}^I) = 1 - 0{,}5 \cdot 0{,}016 \cdot 24/(\pi \sin 46) = 0{,}914$. Массовая производительность компрессора $G = \pi D_2^{I\,2} \bar{b}_2^I \tau_2 u_2 \varphi_{2r}^I / v_2^I = \pi \cdot 0{,}305^2 \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}914 \cdot 132{,}2 \cdot 0{,}24/0{,}0381 = 11{,}15$ кг/с. Для подсчета коэффициента расхода φ_{2r}^{II} ступени II и коэффициента теоретической работы φ_{2u}^{II} необходимо использовать метод последовательных приближений.

В рассматриваемом случае $\beta_{2л}^{II} = \beta_{2л}^I$, поэтому в первом приближении принимается $\varphi_{2r}^{II} = \varphi_{2r}^I$; тогда $\varphi_{2u}^{II} = \varphi_{2u}^I$ и при $D_1^{II} = D_2^I$ $\Delta i^{II} \approx \Delta i^I$. Задаваясь значением изоэнтропного КПД ступени II $\eta_s^{II} = 0{,}81$, определяем изменение энтальпии пара в ступени II при изоэнтропном сжатии: $\Delta i_s^{II} = \eta_s^{II} \Delta i^{II} = 0{,}81 \cdot 12{,}3 = 10$ кДж/кг.

Энтальпия пара после ступени II при изоэнтропном сжатии $i_{кs}^{II} = i_к^1 + \Delta i_s^{II} = 1016 + 10 = 1026$ кДж/кг. На изоэнтропе, проходящей через точку k^I ($p_к^I = 5{,}75 \cdot 10^5$ Па, $i_к^I = 1016$ кДж/кг), строится точка k_s^{II}, соответствующая энтальпии $i_{кs}^{II} = 1026$ кДж/кг, и определяется давление пара за ступенью II $p_к^{II} = 9{,}9 \cdot 10^5$ Па.

Таблица 3.5. Результаты расчета 2-го приближения

Определяемая величина	Приближение		Определяемая величина	Приближение	
	1-е	2-е		1-е	2-е
φ_{2r}^{II}	0,24	0,248	$p_к^{II}$, МПа	0,99	0,985
φ_{2u}^{II}	0,674	0,667	$i_к^{II}$, кДж/кг	1028,3	1028,18
Ω^{II}	0,636	0,637	$v_к^{II}$, м³/кг	0,0194	0,0195
Δi^{II}, кДж/кг	12,3	12,18	η_s^{II}	0,816	0,813
Δi_2^{II}, кДж/кг	7,8	7,76	i_2^{II}, кДж/кг	1023,8	1023,76
$\Delta i_{кв}^{II}$, кДж/кг	10	9,94	v_2^{II}, м³/кг	0,0231	0,02315
$i_{кв}^{II}$, кДж/кг	1026	1025,94	φ_{2r}^{II}	0,248	0,249

Примечание. Приближения 3-го не требуется.

Степень повышения давления ступени II $\pi_к^{II} = p_к^{II}/p_к^{I} = 9,9 \times \times 10^5/(5,75 \cdot 10^5) = 1,72$.

Энтальпия рабочего вещества за ступенью II при политропном сжатии $i_к^{II} = i_к^{I} + \Delta i^{II} = 1016 + 12,3 = 1028,3$ кДж/кг. По значениям $p_к^{II}$ и $i_к^{II}$, используя диаграмму состояния или уравнения состояния, находим удельный объем рабочего вещества за ступенью II: $v_к^{II} = 0,0194$ м³/кг. Число изоэнтропы $\sigma_s^{II} = (i_к^{II} - - i_к^{I})/(p_к^{II}v_к^{II} - p_к^{I}v_к^{I}) = 12,3 \cdot 10^3/(9,9 \cdot 10^5 \cdot 0,0194 - 5,75 \cdot 10^5 \times \times 0,0319) = 14,3$.

Уточненное значение изоэнтропного КПД ступени II: $\eta_s^{II} = = \left(\pi_к^{II\,1/\sigma_s^{II}} - 1\right)\Big/\left(\pi_к^{II\,1/(\sigma_s^{II}\eta_{пол}^{II})} - 1\right) = (1,72^{1/14,3} - 1)/(1,72^{1/(14,3 \cdot 0,82)} - - 1) = 0,816$. Принимая, что процесс сжатия во всех элементах ступени II происходит с одним и тем же показателем политропы, определяем число политропы $\sigma^{II} = n^{II}/(n^{II} - 1) = \sigma_s^{II}\eta_{пол}^{II} = = 14,3 \cdot 0,82 = 11,73$ и показатель политропы процесса сжатия в ступени II $n^{II} = \sigma^{II}/(\sigma^{II} - 1) = 1,093$.

Энтальпия за рабочим колесом ступени II: $i_2^{II} = i_к^{I} + \Delta i_2^{II} = = 1016 + 7,8 = 1023,8$ кДж/кг. Удельный объем рабочего вещества за колесом ступени II:

$$v_2^{II} = v_к^{I}/[1 + \Delta i_2^{II}/(p_к^{I}v_к^{I}\sigma_s^{II})]^{1/(n^{II}-1)} =$$
$$= 0,0319/[1 + 7,8 \cdot 10^3/(5,75 \cdot 10^5 \cdot 0,0319 \cdot 14,3)]^{1/(1,093-1)} =$$
$$= 0,0231 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Уточненный коэффициент расхода ступени II: $\varphi_{2r}^{II} = = G_a v_2^{II}/(\pi b_2^{II}\tau_2 u_2) = 11,15 \cdot 0,0231/(\pi \cdot 0,305 \cdot 0,009 \cdot 0,914 \cdot 132,2) = = 0,248$. Полученное значение несколько отличается от принятого ранее при расчете ступени II, поэтому весь расчет процесса сжатия в ступени II следует повторить. Результаты расчета 2-го приближения приведены в табл. 3.5.

Таблица 3.6. **Результаты расчета компрессора**

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула или обозначение	Результаты расчета	Примечание
1	Скорость потока, м/с: при входе во входной патрубок	$c_{\text{н}}$	32	Задается $c_{\text{н}} = 20 \div 40$ м/с
	при выходе из входного патрубка	c_0	95	Задается $c_0 = 70 \div 130$ м/с
2	Угол закрутки потока при выходе из входного патрубка, °	ψ_0	10	Задается $\psi_0 = 0 \div 30°$. При закрутке по вращению колеса $\psi_0 > 0$
3	Число изоэнтропы	$\sigma_s = k/(k-1)$	3,5	
4	Статическая температура потока при входе во входной патрубок, К	$T_{\text{н}} = T^*_{\text{н}} - \dfrac{c^2_{\text{н}}}{2\sigma_s R}$	292,5	Определение газовой постоянной влажного воздуха см. в параграфе 1.5
5	Статическое давление при входе в патрубок, Па	$p_{\text{н}} = p^*_{\text{н}} \left(\dfrac{T_{\text{н}}}{T^*_{\text{н}}}\right)^{\sigma_s} \approx p^*_{\text{н}} \left(1 - \sigma_s \dfrac{\Delta T_{\text{н}}}{T^*_{\text{н}}}\right)$	100 711	$\Delta T_{\text{н}} = T^*_{\text{н}} - T_{\text{н}}$
6	Статическая температура при выходе из входного патрубка, К	$T_0 = T^*_{\text{н}} - \dfrac{c^2_0}{2\sigma_s R}$	288,5	
7	Коэффициент потерь входного патрубка	$\zeta_{\text{н-0}}$	0,9	Задается $\zeta_{\text{н-0}} = 0{,}5 \div 1$
8	Удельная работа, потерянная в патрубке, Дж/кг	$l_{r\,\text{н-0}} = \zeta_{\text{н-0}} c^2_0/2$	4061	
9	Число политропы расширения газа во входном патрубке	$\sigma_{\text{н-0}} = \dfrac{n_{\text{н-0}}}{n_{\text{н-0}} - 1} = \sigma_s - \dfrac{l_{r\,\text{н-0}}}{R(T_0 - T_{\text{н}})}$	7,03	
10	Показатель политропы расширения газа во входном патрубке	$n_{\text{н-0}} = \sigma_{\text{н-0}}/(\sigma_{\text{н-0}} - 1)$	1,166	Должно быть $n_{\text{н-0}} < k$
11	Статическое давление газа при выходе из входного патрубка, Па	$p_0 = p_{\text{н}} \left(\dfrac{T_0}{T_{\text{н}}}\right)^{\sigma_{\text{н-0}}}$	91 419	При $c_0 > c_{\text{н}}$ должно быть $p_0 < p_{\text{н}}$
12	Давление торможения при выходе из входного патрубка, Па	$p^*_0 = p_0 \left(\dfrac{T^*_{\text{н}}}{T_0}\right)^{\sigma_s}$	96 508	Должно быть $p^*_0 > p_0$
13	Коэффициент сохранения давления торможения в патрубке	$\Delta_{\text{н-0}} = p^*_0/p^*_{\text{н}}$	0,9525	$\Delta_{\text{н-0}} < 1$

14	Параметры потока при входе в колесо:			
	давление, Па:			
	торможения	p_1^*	96 508	В ступени с осерадиальным колесом параметры при выходе из входного патрубка и при входе в колесо в абсолютном движении одинаковы, так как сечения 0 и 1 совпадают
	статическое	p_1	91 419	
	температура, К:			
	торможения	T_1^*	293	
	статическая	T_1	288,5	
	скорость в абсолютном движении, м/с	c_1	95	
	угол закрутки потока, °	ψ_1	10	
15	Отношение давлений торможения в компрессоре	$\pi_к^* = p_к^*/p_н^*$	4,046	
16	Изоэнтропный КПД компрессора по параметрам торможения	η_s^*	0,77	Принимают $\eta_s^* = 0{,}74 \div 0{,}85$ и потом проверяют
17	Удельная работа изоэнтропного сжатия в компрессоре, Дж/кг	$l_{кs} = \sigma_s R T_н^* \left(\pi_к^{1/\sigma_s} - 1\right)$	144 790	
18	Действительная удельная работа, Дж/кг	$l_к = l_{кs}/\eta_s^*$	188 039	
19	Коэффициент расхода	φ_{2r}	0,25	Принимается $\varphi_{2r} = 0{,}2 \div 0{,}35$
20	Число лопаток рабочего колеса	z_2	22	Принимается $z_2 = 18 \div 26$
21	Выходной геометрический угол лопаток рабочего колеса, °	$\beta_{2л}$	80	Принимается $\beta_{2л} = 60 \div 90°$
22	Относительный диаметр:			
	втулки рабочего колеса при входе	$\overline{D}_{1вт} = D_{1вт}/D_2$	0,2	Принимается $\overline{D}_{1вт} = 0{,}15 \div 0{,}25$
	периферии рабочего колеса при входе	$\overline{D}_{1пер} = D_{1пер}/D_2$	0,6	Принимается $D_{1пер} = 0{,}45 \div 0{,}65$
	средний при входе в рабочее колесо	$\overline{D}_1 = D_1/D_2 = \sqrt{\left(\overline{D}_{1вт}^2 + \overline{D}_{1пер}^2\right)/2}$	0,447	
23	Коэффициент циркуляции	При $\beta_{2л} \neq 90°$ $\mu = 1 - A \dfrac{1 + \sin\beta_{2л}}{z_2} \dfrac{1}{1 - \overline{D}_1^2}$	0,887	При $\beta_{2л} = 90°$ принимают $A = 1 \div 1{,}2$. В нашем расчете принято $A = 1$

Продолжение табл. 3.6

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула или обозначение	Результаты расчета	Примечание
		При $\beta_{2л} = 90°$		
		$\mu = \dfrac{1}{1 + \dfrac{2}{3}\dfrac{\pi}{z_2}\dfrac{1}{1 - \overline{D}_1^2}}$		
24	Кинематический (эйлеров) коэффициент теоретической работы	$\varphi_{2u} = \mu\,(1 - \varphi_{2r}\,\mathrm{ctg}\,\beta_{2л})$	0,848	
25	Коэффициент потерь трения	α	0,05	Принимается $\alpha = 0{,}03 \div 0{,}08$
26	Угол входа потока в рабочее колесо в абсолютном движении, °	$\alpha_1 = 90° - \psi_1$	80	
27	Составляющие абсолютной скорости потока при входе в рабочее колесо, м/с:			
	окружная	$c_{1u} = c_1 \cos\alpha_1$	16,5	При $\alpha_1 > 90°$ следует учитывать знак при $\cos\alpha_1$
	осевая (расходная)	$c_{1z} = c_1 \sin\alpha_1$	93,6	
28	Окружная скорость на периферии рабочего колеса, м/с	$u_2 = \dfrac{c_{1u}\overline{D}_1}{2(\varphi_{2u}+\alpha)} + \sqrt{\left[\dfrac{c_{1u}\overline{D}_1}{2(\varphi_{2u}+\alpha)}\right]^2 + \dfrac{l_к}{\varphi_{2u}+\alpha}}$	462	Для алюминиевых колес $u_2 \leqslant 400 \div 450$ м/с, для стальных и титановых $u_2 \leqslant 450 \div 550$ м/с. Наибольшие значения соответствуют $\beta_{2л} = 90°$
29	Плотность газа при входе в рабочее колесо, кг/м³	$\rho_1 = p_1/(RT_1)$	1,102	
30	Наружный диаметр рабочего колеса, м	$D_2 = \sqrt{\dfrac{4G(1+\beta_{ут})}{\pi\rho_1 c_{1z}\left(\overline{D}_{1пер}^2 - \overline{D}_{1вт}^2\right)}}$	0,4	Значение $\beta_{ут}$ принимается в пределах $\beta_{ут} = 0{,}02 \div 0{,}04$. В настоящем расчете принято $\beta_{ут} = 0{,}03$
31	Диаметр втулки рабочего колеса при входе, м	$D_{1вт} = D_2\overline{D}_{1вт}$	0,08	
32	Диаметр периферии рабочего колеса при входе, м	$D_{1пер} = D_2\overline{D}_{1пер}$	0,24	

33	Средний диаметр при входе рабочего колеса, м	$D_1 = D_2\overline{D}_1$	0,179	
34	Частота вращения ротора компрессора и угловая скорость	$n = 60u_2/(\pi D_2)$ об/мин $\omega = \pi n/30$ рад/с	22 059 2 310	
35	Угол входа потока на периферию рабочего колеса в относительном движении, °	$\beta_{1\text{пер}} = \operatorname{arctg}\dfrac{c_{1z}}{u_2\overline{D}_{1\text{пер}} - c_{1u}}$	19,75	Желательно, чтобы $\beta_{1\text{пер}} \geqslant 18 \div 20°$
36	Относительная скорость входа потока на периферии рабочего колеса, м/с	$w_{1\text{пер}} = c_{1z}/\sin\beta_{1\text{пер}}$	277	
37	Скорость звука, м/с	$a_1 = \sqrt{kRT_1}$	341	
38	Число Маха по относительной скорости входа на периферию колеса	$M_{w1\text{ пер}} = w_{1\text{ пер}}/a_1$	0,812	Должно быть $M_{w1\text{ пер}} \leqslant 0{,}85 \div 0{,}95$
39	Угол входа потока в рабочее колесо в относительном движении, °	$\beta_1 = \operatorname{arctg}\dfrac{c_{1z}}{u_2\overline{D}_1 - c_{1u}}$	26,22	
40	Относительная скорость потока при входе в рабочее колесо, м/с	$w_1 = c_{1z}/\sin\beta_1$	212	
41	Угол выхода потока из рабочего колеса, °	$\alpha_2 = \operatorname{arctg}\dfrac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}}$	16,43	Желательно, чтобы $\alpha_2 = 14 \div 18°$
42	Абсолютная скорость потока при выходе из рабочего колеса, м/с	$c_2 = u_2\sqrt{\varphi_{2r}^2 + \varphi_{2u}^2}$	408	
43	Температура торможения газа при выходе из рабочего колеса, К	$T_2^* = T_н^* + l_к/(\sigma_s R)$	479,8	
44	Статическая температура газа при выходе из рабочего колеса, К	$T_2 = T_2^* - c_2^2/(2\sigma_s R)$	397,1	
45	Коэффициент потерь рабочего колеса: при входе при повороте потока из осевого направления в радиальное	 ζ_1 ζ_2	 0,2 0,15	Принимают: $\zeta_1 = 0{,}1 \div 0{,}3$ $\zeta_2 = 0{,}1 \div 0{,}2$
46	Удельная работа, Дж/кг:			
	потерянная в колесе	$l_{r1-2} = \zeta_1\dfrac{w_1^2}{2} + \zeta_2\dfrac{\varphi_{2r}^2 u_2^2}{2}$	5 495	
	трения	$l_f = \alpha u_2^2$	10 672	

Продолжение табл. 3.6

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула или обозначение	Результаты расчета	Примечание
47	Число политропы сжатия в рабочем колесе	$\sigma_{1\text{-}2} = \dfrac{n_{1\text{-}2}}{n_{1\text{-}2}-1} = \sigma_s - \dfrac{l_{r1\text{-}2} + l_f}{R(T_2 - T_1)}$	2,982	
48	Показатель политропы сжатия в рабочем колесе	$n_{1\text{-}2} = \sigma_{1\text{-}2}/(\sigma_{1\text{-}2} - 1)$	1,505	Должно быть $n_{1\text{-}2} > k$
49	Статическое давление газа при выходе из рабочего колеса, Па	$p_2 = p_1 (T_2/T_1)^{\sigma_{1\text{-}2}}$	237 029	
50	Плотность газа при выходе из рабочего колеса, кг/м^3	$\rho_2 = p_2/(RT_2)$	2,075	
51	Относительная ширина рабочего колеса при выходе	$\delta_2 = \dfrac{b_2}{D_2} = \dfrac{G}{\pi D_2^2 \varphi_{2r} \rho_2 u_2}$	0,0332	Обычно $\delta_2 = 0{,}03 \div 0{,}08$. Чтобы увеличить δ_2, нужно увеличивать $\overline{D}_{1вт}$ и $\overline{D}_{1пер}$
52	Ширина рабочего колеса при выходе, м	$b_2 = D_2 \delta_2$	0,0133	
53	Скорость звука, м/с	$a_2 = \sqrt{kRT_2}$	400	
54	Число Маха по абсолютной скорости при выходе из рабочего колеса	$M_{c_2} = c_2/a_2$	1,02	
55	Удельная работа политропного сжатия в рабочем колесе, Дж/кг	$l_{пол\ 1\text{-}2} = \sigma_{1\text{-}2} RT_1 \left[\left(\dfrac{p_2}{p_1} \right)^{1/\sigma_{1\text{-}2}} - 1 \right]$	93 151	
56	Внутренний КПД рабочего колеса	$\eta_{1\text{-}2} = \dfrac{l_{пол\ 1\text{-}2} + (c_2^2 - c_1^2)/2}{l_к}$	0,914	
57	Относительная радиальная протяженность безлопаточного диффузора	$\overline{D}_3 = D_3/D_2$	1,07	Принимается $\overline{D}_3 = 1{,}03 \div 1{,}15$
58	Ширина безлопаточного диффузора при выходе, м	$b_3 = b_2 + (0{,}0005 \div 0{,}001)$	0,014	Если диффузор профилированный, то b_3 задается в соответствии с законом профилирования

59	Коэффициент трения потока о стенки безлопаточного диффузора	λ	0,03	Принимается $\lambda = 0{,}02 \div 0{,}05$. Чем меньше шероховатость стенок диффузора, тем меньше λ
60	Отношение плотностей газа при входе и выходе из безлопаточного диффузора	ρ_2/ρ_3	0,93	Предварительно принимают в пределах 0,75—0,98 и затем проверяют
61	Диаметр выхода из безлопаточного диффузора, м	$D_3 = D_2\overline{D}_3$	0.428	
62	Угол потока при выходе из безлопаточного диффузора, °	$\alpha_3 = \operatorname{arctg}\left[\left(\lambda\frac{D_3 - D_2}{8b_3} + \frac{b_2}{b_3}\operatorname{tg}\alpha_2\right)\frac{\rho_2}{\rho_3}\right]$	14,98	Меньшие значения соответствуют большим M_{c_3}
63	Скорость потока при выходе из безлопаточного диффузора, м/с	$c_3 = \frac{G}{\rho_2\pi D_3 b_3 \sin\alpha_3}\frac{\rho_2}{\rho_3}$	368,4	
64	Статическая температура при выходе из безлопаточного диффузора, К	$T_3 = T_2^* - c_3^2/(2\sigma_3 R)$	412,4	
65	Коэффициент изоэнтропности течения в безлопаточном диффузоре	$Z_{2\text{-}3}$	0,75	Принимаются $Z_{2\text{-}3} = 0{,}7 \div 0{,}8$
66	Число политропы сжатия в безлопаточном диффузоре	$\sigma_{2\text{-}3} = \sigma_3 Z_{2\text{-}3}$	2,625	
67	Удельная работа, потерянная в безлопаточном диффузоре, Дж/кг	$l_{r2\text{-}3} = (\sigma_3 - \sigma_{2\text{-}3})\,R\,(T_3 - T_2)$	3851	
68	Коэффициент потерь безлопаточного диффузора	$\zeta_{2\text{-}3} = 2l_{r2\text{-}3}/c_2^2$	0,0567	Чем выше $\overline{D}_3$, тем больше $\zeta_{2\text{-}3}$ при одном и том же $Z_{2\text{-}3}$
69	Отношение плотностей	$\frac{\rho_2}{\rho_3} = \left(\frac{T_2}{T_3}\right)^{\sigma_{2\text{-}3}-1}$	0,94	Полученное значение ρ_2/ρ_3 сравнивают с заданным в п. 64. При значительном расхождении делается 2-е приближение
70	Показатель политропы сжатия в безлопаточном диффузоре	$n_{2\text{-}3} = \sigma_{2\text{-}3}/(\sigma_{2\text{-}3} - 1)$	1,615	

Продолжение табл. 3.6

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула или обозначение	Результаты расчета	Примечание
71	Статическое давление при выходе из безлопаточного диффузора, Па	$p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\sigma_{2\text{-}3}}$	261 758	
72	Скорость звука, м/с	$a_3 = \sqrt{kRT_3}$	408	
73	Число Маха при входе в лопаточный диффузор	$M_{c_3} = c_3/a_3$	0,903	Должно быть $M_{c_3} \leqslant 0{,}9 \div 0{,}95$
74	Скорость газа при выходе из лопаточного диффузора, м/с	c_4	75	Принимается $c_4 = 60 \div 120$ м/с для воздуха. Для газов с другими значениями kR нужно принимать $M_{c_4} = 0{,}12 \div 0{,}25$
75	Ширина лопаточного диффузора при выходе, м	b_4	0,021	Для диффузоров с поворотными лопатками должно быть $b_4 = b_3$
76	Лопаточный угол, °: при входе в лопаточный диффузор	$\alpha_{3л}$	16	Принимается: $\alpha_{3л} = \alpha_3 + (0 \div 2°)$
	при выходе из лопаточного диффузора	$\alpha_{4л}$	30	$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + (10 \div 15°)$
77	Угол отставания потока при выходе из лопаточного диффузора, °	$\delta\alpha_4$	2	Принимается $\delta\alpha_4 = 1 \div 3$
78	Угол потока при выходе из лопаточного диффузора, °	$\alpha_4 = \alpha_{4л} - \delta\alpha_4$	28	
79	Коэффициент потерь лопаточного диффузора	$\zeta_{3\text{-}4}$	0,12	Принимается $\zeta_{3\text{-}4} = 0{,}1 \div 0{,}2$
80	Удельная работа, потерянная в лопаточном диффузоре, Дж/кг	$l_{r3\text{-}4} = \zeta_{3\text{-}4} c_3^2/2$	8143	
81	Статическая температура газа при выходе из лопаточного диффузора, К	$T_4 = T_2^* - \frac{c_4^2}{2\sigma_s R}$	477	
82	Число политропы сжатия в лопаточном диффузоре	$\sigma_{3\text{-}4} = \sigma_s - \frac{l_{r3\text{-}4}}{R(T_4 - T_3)}$	3,062	

83	Показатель политропы сжатия в лопаточном диффузоре	$n_{3\text{-}4} = \sigma_{3\text{-}4}/(\sigma_{3\text{-}4} - 1)$	1,485	
84	Статическое давление при выходе из лопаточного диффузора, Па	$p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\sigma_{3\text{-}4}}$	408 712	
85	Отношение плотностей	$\frac{\rho_3}{\rho_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\sigma_{3\text{-}4}-1}$	0,7408	
86	» диаметров	$\frac{D_4}{D_3} = \frac{c_3}{c_4}\frac{\rho_3}{\rho_4}\frac{b_3}{b_4}\frac{\sin\alpha_3}{\sin\alpha_4}$	1,336	Должно быть $D_3/D_4 = 1{,}25 \div 1{,}35$. При $D_3/D_4 > 1{,}35$ следует увеличить α_4, b_4 или c_4
87	Диаметр выхода из лопаточного диффузора, м	$D_4 = D_3\left(\frac{D_4}{D_3}\right)$	0,572	
88	Средний угол раскрытия эквивалентного плоского диффузора, °	$\theta_{ср}$	10	Принимается $\theta_{ср} = 8 \div 10°$
89	Число лопаток диффузора	$z_3 = \frac{360}{\theta_{ср}}\left[\left(\frac{D_4}{D_3}\frac{\sin\alpha_{4л}}{\sin\alpha_{3л}}\right)^2 - 1\right] \times \frac{\sin^2\alpha_{3л}}{\left(\frac{D_4}{D_3}\right)^2 - 1}$	17	Округляется до ближайшего целого. Желательно, чтобы z_3 и z_3 были взаимно простыми числами
90	Площади потока при входе и выходе из лопаточного диффузора, м²	$F_3 = \pi D_3 b_3 \sin\alpha_3$ $F_4 = \pi D_4 b_4 \sin\alpha_4$	0,004866 0,01772	
91	Отношение площадей	F_4/F_3	3,64	Должно быть $F_4/F_3 \leqslant 4$
92	Скорость потока при выходе из улитки, м/с	$c_к$	50	Принимается $c_к = 40 \div 80$ м/с
93	Коэффициент потерь улитки	$\zeta_{4\text{-}к}$	0,2	Принимается $\zeta_{4\text{-}к} = 0{,}15 \div 0{,}3$
94	Удельная работа, потерянная в улитке, Дж/кг	$l_{r4\text{-}к} = \zeta_{4\text{-}к} c_4^2/2$	563	
95	Статнческая температура газа при выходе из улитки, К	$T_к = T_2^* - c_к^2/(2\sigma_s R)$	478,6	
96	Число политропы сжатия в улитке	$\sigma_{4\text{-}к} = \sigma_s - \frac{l_{r4\text{-}к}}{R(T_к - T_4)}$	2,277	

Продолжение табл. 3.6

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула или обозначение	Результаты расчета	Примечание
97	Показатель политропы сжатия в улитке	$n_{4\text{-и}} = \sigma_{4\text{-к}}/(\sigma_{4\text{-к}} - 1)$	1,783	
98	Статическое давление газа при выходе из улитки, Па	$p_{\text{к}} = p_4 \left(\frac{T_{\text{к}}}{T_4}\right)^{\sigma_{4\text{-к}}}$	411 839	
99	Давление торможения при выходе из улитки, Па	$p_{\text{и}}^* = p_{\text{к}} \left(\frac{T_2^*}{T_{\text{к}}}\right)^{\sigma_s} \approx \frac{p_{\text{к}}}{1 - \sigma_s \frac{\Delta T_{\text{к}}^*}{T_2^*}}$	415 464	Здесь $\Delta T_{\text{к}} = T_2^* - T_{\text{к}}$
100	Отношение давлений торможения в компрессоре	$\pi_{\text{и}}^* = p_{\text{к}}^*/p_{\text{н}}^*$	4,1	
101	Изоэнтропный КПД компрессора по параметрам торможения	$\eta_s^* = \frac{T_{\text{н}}^* \left(\pi_{\text{к}}^{*\,1/\sigma_s} - 1\right)}{T_2^* - T_{\text{н}}^*}$	0,779	Полученное значение КПД сравнивают с принятым в п. 17. Если расхождение значительное, принимают новое значение КПД и расчет повторяют
102	Мощность, потребляемая компрессором, кВт	$N_{\text{к}} = 10^{-3} G (1 + \beta_{\text{ут}}) \frac{l_{\text{и}}}{\eta_{\text{мех}}}$	790,5	Механический КПД принимают в пределах $\eta_{\text{мех}} = 0{,}95 \div 0{,}99$. Бóльшие значения — для подшипников качения

Без учета гидравлического сопротивления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах конечное давление $p_к^{II} = 0{,}985$ МПа соответствует температуре конденсации $T_к = 313{,}9$ К, а начальное $p_н = 0{,}33$ МПа — температура кипения $T_0 = 275{,}2$ К. Внутренняя мощность компрессора $N_i = G_a (\Delta i^I + \Delta i^{II}) = 11{,}15 (12{,}3 + 12{,}18) = 272{,}5$ кВт.

Пример 3. Расчет центробежного компрессора с осерадиальным колесом для воздушной холодильной машины.

Исходные данные (см. параграф 1.5)

Массовый расход воздуха через компрессор G, кг/с	4
Давление торможения при входе в патрубок компрессора $p_н^*$, Па	101 325
Температура торможения при входе в патрубок компрессора $T_н^*$, К	293
Относительная влажность воздуха при входе в патрубок компрессора $\varphi_н$	0,9
Давление торможения при выходе из компрессора $p_к^*$, Па	410 000
Газовая постоянная, Дж/(кг·К):	
сухого воздуха $R_{с.в}$	287
водяного пара R_w	462
Показатель изоэнтропы k	1,4

Результаты расчета компрессора, схема которого изображена на рис. 3.9, приведены в табл. 3.6.

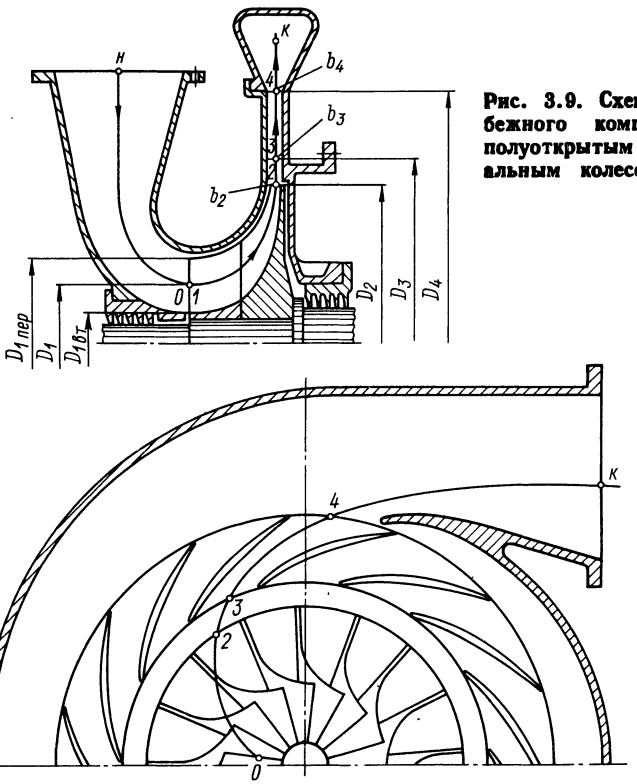


Рис. 3.9. Схема центробежного компрессора с полуоткрытым осерадиальным колесом

3.2. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСЕВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Расчет осевого компрессора основывается на результатах испытания модельных ступеней. При расчете необходим атлас исходных ступеней (например, приложение к книге А. П. Гоффлина [14]).

Пример. Расчет осевого компрессора воздушной холодильной машины.

Исходные данные

Массовая производительность компрессора G, кг/с	2
Степень повышения давления $\pi_к^*$	2,3
Начальная температура воздуха $T_н^*$, К	293
Начальное давление воздуха $p_н^*$, МПа	0,1
Относительная влажность воздуха φ, %	100

В примере в качестве исходной принимается ступень типа К-50-1, характеристики которой приведены на рис. 3.10. В соответствии с характеристиками ступени задаются расчетный коэффициент расхода $\varphi = 0{,}47$ и условное число Маха для ступени I $M_u = 0{,}724$.

Влагосодержание воздуха перед компрессором $d = (R_с/R_п) \times \varphi p_п/(p_н^* - \varphi p_п) = (287/462)\ 1 \cdot 0{,}00234/(0{,}1 - 1 \cdot 0{,}00234) = 0{,}0149$ кг/кг, где $R_с = 287$ Дж/кг — газовая постоянная сухого воздуха; $R_п = 462$ Дж/кг — газовая постоянная водяного пара; $p_п = 0{,}00234$ МПа — парциальное давление водяных паров при $T_н^* = 293$ К.

Газовая постоянная влажного воздуха $R = (R_с + dR_п)/(1 + d) = (287 + 0{,}0149 \cdot 462)/(1 + 0{,}0149) = 289{,}3$ Дж/(кг·К). Расчетная окружная скорость $u_н$ на расчетном наружном диаметре лопатки $D_н$:

$$u_н = M_u^I \sqrt{kRT_н^*} = 0{,}724 \sqrt{1{,}4 \cdot 289{,}3 \cdot 293} = 249 \text{ м/с}.$$

Плотность воздуха перед компрессором $\rho_н^* = p_н^*/(RT_н^*) = 0{,}1 \cdot 10^6/(289{,}3 \cdot 293) = 1{,}18$ кг/м^2. Потери полного давления в патрубке при принятом коэффициенте потерь всасывающего патрубка $\zeta_{вс} = 0{,}2$: $\delta_{р\,вс}^* = 0{,}5\zeta_{вс}\rho_н^* u_н^2 \varphi^2 = 0{,}5 \cdot 0{,}2 \cdot 1{,}18 \cdot 249^2 \times 0{,}47^2 = 1600$ Па. Полное давление перед ступенью I: $p_{1н}^* = p_н^* - \delta_{рвс}^* = 0{,}1 \cdot 10^6 - 1600 = 98\,400$ Па.

Плотность воздуха перед ступенью I по полным параметрам (полагая, что полная температура перед ступенью I $T_1^* = T_н^*$) $\rho_1^* = p_{1н}^*/(RT_н^*) = 98\,400/(289 \cdot 293) = 1{,}15$ кг/м^3. Адиабатное повышение температуры воздуха в компрессоре $\Delta T_s^* = T_н^* (\pi_к^{*(k-1)/k} - 1) = 293\,(2{,}3^{(1{,}4-1)/1{,}4} - 1) = 78{,}7$ К. Повышение полной температуры воздуха в компрессоре при КПД компрессора $\eta_s^* = 0{,}86$: $\Delta T^* = \Delta T_s^*/\eta_s^* = 78{,}7/0{,}86 = 91{,}5$ К.

---

* По заторможенному потоку.

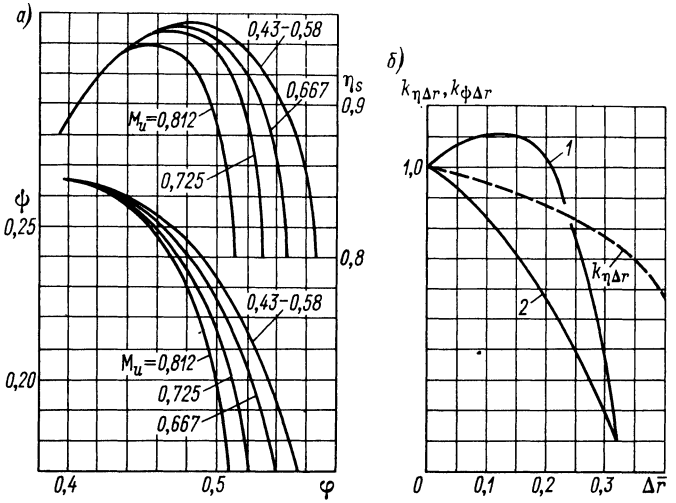


Рис. 3.10. Газодинамические характеристики ступени типа К-50-1: *а* — зависимости $\psi(\varphi, M_u)$ и $\eta_s(\varphi, M_u)$ при $D_н$ = = 250 мм, b = 40 мм, λ = 1,63, s_r = 0,51; *б* — поправки к ψ и η_s исходной ступени;
1 — $k_{\psi\Delta r}$ **при периферийной срезке лопатки; 2 —** $k_{\psi\Delta r}$ **при корневой подрезке**

Конечная температура воздуха за компрессором $T^*_к = T^*_н + \Delta T^* = 293 + 91{,}5 = 384{,}5$ К.

Плотность воздуха за компрессором по полным параметрам $\rho^*_к = p^*_н \pi^*_к / (RT^*_к) = 0{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2{,}3 / (289 \cdot 384{,}5) = 2{,}05$ кг/м^3. Потери давления в нагнетательном патрубке при коэффициенте потерь $\zeta_к = 0{,}6$: $\delta p^*_к = 0{,}5 \zeta_к \rho^*_к u^2_н \varphi^2 = 0{,}5 \cdot 0{,}6 \cdot 2{,}05 \cdot 249^2 \cdot 0{,}47^2 = 8423$ Па. Полное давление за проточной частью перед нагнетательным патрубком $p^*_{к.\,п.\,ч} = p^*_н \pi^*_к + \delta p^*_к = 0{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2{,}3 + 8423 = 238\,423$ Па. Степень повышения давления в проточной части $\pi^*_{п.\,ч} = p^*_{к.\,п.\,ч} / p^*_1 = 238\,423 / 98\,400 = 2{,}42$. Адиабатное повышение энтальпии в проточной части

$$\Delta i^*_{п.\,ч} = [k/(k-1)]\, RT^*_1 \left[\pi^{*\,(k-1)/k}_{п.\,ч} - 1\right] =$$

$$= [1{,}4/(1{,}4-1)]\, 289 \cdot 293 \left[2{,}42^{(1{,}4-1)/1{,}4} - 1\right] = 86 \text{ кДж/кг}.$$

Согласно рис. 3.10 среднее значение коэффициента напора ступени $\psi_{ср} = 0{,}245$ при $\varphi = 0{,}47$. При поправке $k_\psi = 0{,}96$ адиабатическая работа ступени $\Delta i^*_{ср} = k_\psi \psi_{ср} u^2_н = 0{,}96 \cdot 0{,}245 \cdot 249^2 = 14{,}6$ кДж/кг. Число ступеней компрессора при коэффициенте затраты энергии $\alpha = 1{,}04$ $X = \alpha\, \Delta i^*_{п.\,ч} / \Delta i^*_{ср} = 1{,}04 \cdot 86 / 14{,}6 = 6{,}13$. Принимаем число ступеней $X = 6$ и корректируем окружную скорость $u_н$, так как полученное расчетом число ступеней X уменьшено на 2 %. Окружная скорость увеличивается в

$\sqrt{1{,}02}$ раза, тогда $u_н = 251$ м/с. Расчетный наружный диаметр ступени I, соответствующий скорости $u_н$,

$$D_н = D_1 = \sqrt{4G/[\pi\rho_1^* u_н \varphi (1 - \nu_1^2)]} =$$

$$= \sqrt{4 \cdot 2/[3{,}14 \cdot 1{,}15 \cdot 251 \cdot 0{,}47 (1 - 0{,}6^2)]} = 0{,}171 \text{ м},$$

где $\nu_1 = 0{,}6$ — принятый относительный диаметр у корневого сечения лопатки ступени I (втулочное отношение ступени I). Принимаем $D_н = 0{,}2$ м, тогда втулочное отношение ступени I

$$\nu_1 = \sqrt{1 - 4G/(\pi\rho_1^* u_н \varphi D_н^2)} =$$

$$= \sqrt{1 - 4 \cdot 2/(3{,}14 \cdot 1{,}15 \cdot 251 \cdot 0{,}47 \cdot 0{,}2^2)} = 0{,}728.$$

Высота лопатки ступени I $l_1 = 0{,}5 D_н (1 - \nu_1) = 0{,}5 \times$ $\times 0{,}2 (1 - 0{,}728) = 0{,}0272$ м. При постоянном наружном диаметре облопачивания ориентировочное значение втулочного отношения последней ступени

$$\nu_6 = \sqrt{1 - 4G/(\pi\rho_к^* \varphi u_н D_н^2)} =$$

$$= \sqrt{1 - 4 \cdot 2/(3{,}14 \cdot 2{,}05 \cdot 0{,}47 \cdot 251 \cdot 0{,}2^2)} = 0{,}858.$$

Ориентировочная высота лопатки последней ступени $l_6 =$ $= 0{,}5 D_н (1 - \nu_6) = 0{,}5 \cdot 0{,}2 (1 - 0{,}858) = 0{,}0142$ м. Частота вращения ротора компрессора $n = 60u_н/(\pi D_н) = 60 \cdot 251/(3{,}14 \cdot 0{,}2) =$ $= 23\,970$ об/мин.

Далее производят подробный поступенчатый расчет проточной части. Этот расчет удобно выполнять в соответствии с данными табл. 3.7. Поправки, учитывающие отклонение относительного радиального зазора $\bar{s}_r$ в средней ступени проектируемого компрессора от величины $\bar{s}_{r\,исх}$ в исходной ступени, $k_{\varphi з\lambda}$, $k_{\eta з\lambda}$ подсчитывают по формулам:

$$k_{\varphi з\lambda} = \frac{1 - 0{,}045\bar{s}_r\sqrt{\theta}/\lambda_{ср}}{1 - 0{,}045\,(\bar{s}_r\sqrt{\theta}/\lambda)_{исх}}; \quad k_{\eta з\lambda} = \frac{1 - 0{,}024\bar{s}_r\sqrt{\theta}/(1 - l_{ср}/D_н)}{1 - 0{,}024\,[\bar{s}_r\sqrt{\theta}/(1 - l/D_н)]_{исх}},$$

где λ — удлинение лопатки; $\theta = 0{,}5$ для выбранной ступени с 50 %-ной степенью реакции. Принимая хорду лопатки $b =$ $= 40$ мм, получаем удлинение средней ступени $\lambda_{ср} = (l_1 + l_6)/2b =$ $= (27{,}2 + 16{,}3)/2 \cdot 40 = 0{,}54$. Используя данные табл. 3.7, уточняют потери в нагнетательном патрубке $\delta_{р.к}^* = 0{,}5 \cdot 0{,}6 \cdot 2{,}05 \times$ $\times 251^2 \cdot 0{,}47^2 = 8560$ Па.

Конечное давление воздуха за компрессором $p_к^* = p_{к.п.ч}^* -$ $- \delta_{р.к}^* = 2{,}384 \cdot 10^5 - 8560 = 0{,}230$ МПа.

Адиабатная работа компрессора

$$\Delta i_s = [k/(k - 1)]\, RT_н^* [(p_к^*/p_н^*)^{(k-1)/k} - 1] =$$

$$= [1{,}4/(1{,}4 - 1)]\, 289 \cdot 293 [(0{,}23/0{,}1)^{(1{,}4-1)/1{,}4} - 1] = 80{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

Таблица 3.7. Поступенчатый расчет проточной части осевого компрессора $G = 2$ кг/с, $u_н = 251$ м/с, $D_н = 0{,}2$ м, $k = 1{,}4$, $R = 289$ Дж/(кг·К), ступень типа К-50-1, $\theta = 0{,}5$, $(b/D_н)_{исх} = 0{,}12$, $(\bar{s}_r/\lambda)_{исх} = 0{,}3$, $d_{исх} = 0{,}36$ мм, $s_r = 0{,}4$ мм, $b = 40$ мм

№ п/п	Определяемая величина	Обозначение, расчетная формула	Ступень					
			I	II	III	IV	V	VI
1	Полное давление перед ступенью, Па	p^*10^{-5}	0,984	1,168	1,367	1,575	1,784	1,961
2	Полная температура перед ступенью, К	T^*	293,00	310,20	327,35	343,92	359,93	372,78
3	Плотность перед ступенью, кг/м³	$\rho^* = p^*/(RT^*)$	1,150	1,289	1,430	1,568	1,699	1,801
4	Объемный расход перед ступенью, м³/с	$V = G/\rho^*$	1,74	1,55	1,40	1,27	1,17	1,11
5	Коэффициент расхода	φ — выбран в соответствии с рис. 3.10	0,47					
6	Торцовая площадь перед ступенью, м²	$F = V/(u_н\varphi)$	0,0147	0,0131	0,0119	0,0108	0,0099	0,0094
7	Втулочное отношение	$\nu = \sqrt{1 - 4F/(\pi D_н^2)}$	0,728	0,763	0,788	0,809	0,827	0,837
8	Корневой диаметр, м	$d = \nu D_н$	0,145	0,153	0,158	0,162	0,165	0,167
9	Высота лопатки, мм	$l = 500 D_н (1 - \nu)$	27,2	23,7	21,2	19,1	17,3	16,3
10	Относительный радиальный зазор, %	$\bar{s}_r = (s_r/l)\ 100$	1,47	1,69	1,89	2,09	2,31	2,45
11	Удлинение лопатки	$\lambda = l/b$	0,678	0,592	0,530	0,477	0,432	0,407
12	Относительная подрезка лопатки	$\Delta\bar{r} = (d - d_{исх})/D_н$	0,128	0,163	0,188	0,209	0,227	0,237
13	Число M_u	$M_u = u_н/\sqrt{kRT^*}$	0,725	0,704	0,685	0,669	0,654	0,642
14	Коэффициент напора исходный	ψ по φ, M_u — с характеристик ступени	0,246	0,247	0,249	0,249	0,249	0,249
15	Адиабатный КПД исходный	η_a по φ, M_u — с характеристик ступени	0,946	0,951	0,952	0,952	0,952	0,952

Продолжение табл. 3.7

№ пп	Определяемая величина	Обозначение, расчетная формула	Ступень					
			I	II	III	IV	V	VI
16	Поправка к ψ:							
	на многоступенчатость	$k_{\psi м}$ — для ступени К-50-1			0,94			
	на $\bar{s}_r$ и λ	$k_{\psi з\lambda}$	0,940	0,917	0,895	0,868	0,837	0,815
	на подрезку лопатки	$k_{\psi\Delta r}$ — см. кривую *2* на рис. 3.10	1,101	1,095	1,055	1,000	0,850	0,840
	суммарная	$k_\psi = k_{\psi м} k_{\psi з\lambda} k_{\psi\Delta r}$	0,972	0,943	0,887	0,816	0,668	0,643
17	Расчетный коэффициент напора	$\psi_р = k_\psi \psi$	0,239	0,232	0,220	0,203	0,166	0,160
18	Поправка к η_s^*:							
	на многоступенчатость	$k_{\eta м}$ — по данным для ступени К-50-1			0,985			
	на $\bar{s}_r$ и λ	$k_{\eta з\lambda}$	0,983	0,979	0,976	0,972	0,969	0,966
	на подрезку лопатки	$k_{\eta\Delta r}$ см. кривую на рис. 3.10	0,935	0,91	0,895	0,88	0,85	0,84
	суммарная	$k_\eta = k_{\eta м} k_{\eta з\lambda} k_{\eta\Delta r}$	0,905	0,877	0,86	0,842	0,811	0,799
19	Расчетный адиабатный КПД ступени	$\eta_{sp}^* = k_\eta \eta_s^*$	0,856	0,834	0,818	0,801	0,772	0,761
20	Адиабатное повышение температуры, К	$\Delta T_s^* = [(k-1)/k] u_н^2 \psi_р / R$	14,73	14,3	13,56	12,56	10,23	9,86
21	Степень повышения давления	$\pi_к^* = \left(1 + \Delta T_s^*/T^*\right)^{k/(k-1)}$	1,187	1,171	1,152	1,133	1,103	1,095
22	Повышение полного давления, Па	$\Delta p^* 10^{-5} = p^* (\pi_к^* - 1) 10^{-5}$	0,184	0,199	0,208	0,209	0,183	0,186
23	Повышение полной температуры, К	$\Delta T^* = \Delta T_s^*/\eta_{sp}^*$	17,2	17,15	16,57	15,61	13,95	12,95
24	Полное давление за ступенью, Па	$p_s^* 10^{-5} = (p^* + \Delta p^*) 10^{-5}$	1,168	1,367	1,575	1,784	1,961	2,147
25	Полная температура за ступенью, К	$T_s^* = T^* + \Delta T^*$	310,2	327,35	343,92	359,53	372,78	385,7

Действительная удельная работа компрессора $\Delta i^* = [k/(k - 1)] R \sum \Delta T^* = [1{,}4/(1{,}4 - 1)] 289 \cdot 92{,}7 = 94{,}74$ кДж/кг. Адиабатный КПД компрессора $\eta_s = \Delta i_s/\Delta i = 80{,}5/94{,}74 = 0{,}85$. Внутренняя мощность компрессора $N_i = G \Delta i = 2 \cdot 94{,}74 = 190$ кВт.

3.3. ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ТУРБОДЕТАНДЕРОВ ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Газовая детандерная холодильная машина обычно представляет собой комбинацию компрессора, расширительной машины, теплообменников, холодильной камеры и системы управления. В качестве расширительных машин можно применять радиальные, осевые, винтовые, поршневые и другие детандерные агрегаты.

Радиальные турбодетандеры позволяют получить в одной ступени бо́льшую степень расширения, чем осевые. Различают два типа рабочих колес таких турбодетандеров (рис. 3.11).

Колеса радиального типа выполняют так, что поток газа при входе и выходе движется в радиальном направлении. Поворот потока из радиального направления в осевое осуществляется после выхода из межлопаточных каналов колеса в радиально-осевом кольцевом канале, не имеющем лопаток. Рабочие колеса радиального типа выполняют обычно закрытыми с покрывающими дисками, в нижней части которых устанавливают лабиринтное уплотнение.

В колесах радиально-осевого типа при входе поток имеет радиальное направление, а при выходе — осевое. Поворот потока происходит в межлопаточных каналах колеса. Выходные части лопаток колеса образуют выходной вращающийся направляющий аппарат. Они специально профилируются так, что выходные лопаточные углы $\beta_{2л}$ изменяются вдоль радиуса для обеспечения осевого направления потока по всему сечению на выходе из рабочего колеса в абсолютном движении. Радиально-осевые рабочие колеса, как правило, выполняют полуоткрытыми.

В осевых турбодетандерах газ движется в осевом направлении. Ступень осевого детандера включает венец направляющих лопаток и венец рабочих лопаток. Лопатки обоих венцов имеют переменный профиль по высоте. У осевых детандеров КПД более высокие, чем у радиальных.

Для расчета детандера необходимо знать: рабочее вещество, его относительную влажность, начальные давления и температуру торможения, статическое (или торможения) конечное давление, массовый расход рабочего вещества через детандер, частоту вращения ротора детандера.

Пример 1. Расчет радиального детандера воздушной холодильной машины, работающей по разомкнутому нерегенеративному циклу.

Исходные данные, полученные при расчете термодинамического цикла газовой холодильной машины (см. параграф 1.5)

Массовый расход воздуха через детандер G, кг/с	3,96
Начальное давление торможения перед детандером $p_н^*$, Па	400 000
Начальная температура торможения $T_н^*$, К	293
При входе в детандер:	
относительная влажность воздуха $\varphi_н$	1
газовая постоянная влажного воздуха R, Дж/(кг·К)	288
теплоемкость при постоянном давлении влажного воздуха c_p, Дж/(кг·К)	1 007
Статическое давление после детандера $p_к$, Па	109 500
Угловая скорость ротора детандера $\omega_д$, рад/с	2 310

Процесс расширения воздуха в детандере с выходным диффузором показан на рис. 3.12.

Для расчета выбирается реактивный детандер с полуоткрытым рабочим колесом радиально-осевого типа. Схема детандера приведена в нижней половине рис. 3.11. Входной патрубок осесимметричный с кольцевым входным сечением.

Входной патрубок детандера. 1. Скорость потока при входе во входной патрубок принимается $c_н = 20$ м/с. Обычно $c_н = 10 \div 40$ м/с.

2. Конфузорность потока во входном патрубке $K_{н\text{-}0} = c_0/c_н = 2$. Можно принимать $K_{н\text{-}0} = 1 \div 4$ в зависимости от конструкции патрубка и условий работы.

3. Скорость потока при выходе из входного патрубка $c_0 = c_н K_{н\text{-}0} = 20 \cdot 2 = 40$ м/с.

4. Статическая температура при входе в патрубок

$$T_н = T_н^* - \frac{c_н^2}{2c_p} = 293 - \frac{20^2}{2 \cdot 1007} = 292{,}8 \text{ К}.$$

5. Статическое давление при входе в патрубок

$$p_н = p_н^* \left(\frac{T_н}{T_н^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 400\,000 \left(\frac{292{,}8}{293}\right)^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}} = 399\,045 \text{ Па}.$$

При $T_н/T_н^*$, близких к единице, допускается использовать приближенную формулу

$$p_н = p_н^* \left(1 - \frac{k}{k-1} \frac{\Delta T_н}{T_н^*}\right), \qquad (3.2)$$

где $\Delta T_н = T_н^* - T_н$.

Формулу (3.2) можно применять и в пп. 11 и 12.

6. Статическая температура при выходе из патрубка

$$T_0 = T_0^* - \frac{c_0^2}{2c_p} = 293 - \frac{40^2}{2 \cdot 1007} = 292{,}2 \text{ К}.$$

7. Коэффициент потерь входного патрубка принимается (или определяется по данным эксперимента): $\zeta_{н\text{-}0} = 0{,}8$. Коэффициент потерь обычно изменяется в пределах $\zeta_{н\text{-}0} = 0{,}5 \div 2$.

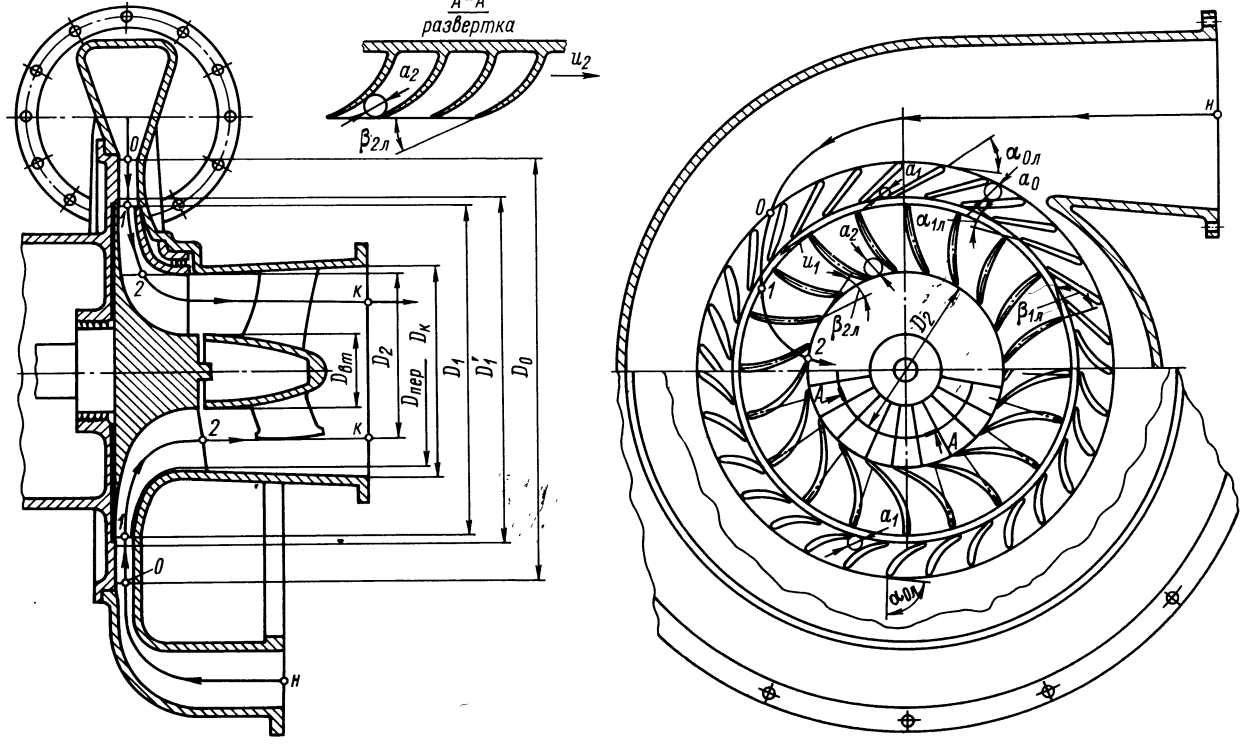


Рис. 3.11. Схема турбодетандера холодильной машины: верхняя половина — с закрытым радиальным колесом; нижняя — с полуоткрытым радиально-осевым колесом:

D — диаметры характерных сечений ступени, индексы 0, 1, 2, к соответствуют обозначению сечения на чертеже; $D_1' = (1{,}02 \div 1{,}05)\, D_1$ — диаметр при выходе из соплового аппарата; $\alpha_л$ и $\beta_л$ — лопаточные углы соплового аппарата и рабочего колеса в характерных сечениях ступени, обозначенных индексами $\alpha_{1л}$, $\beta_{1л}$ и т. п.; *a* — диаметры окружностей, вписанных в межлопаточные каналы, в характерных сечениях (a_0, a_1 и т. п.)

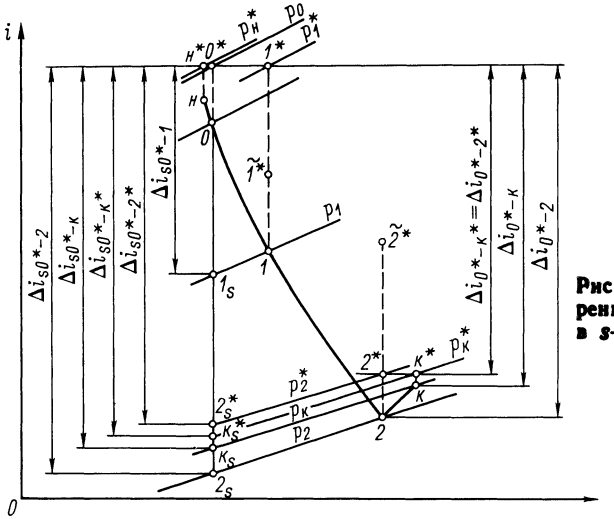


Рис. 3.12. Процесс расширения воздуха в детандере в s—i диаграмме

8. Удельная работа, потерянная в патрубке,

$$l_{r\ н\text{-}0} = \zeta_{н\text{-}0} c_0^2/2 = 0{,}8 \cdot 40^2/2 = 640 \text{ Дж/кг}.$$

9. Число политропы расширения воздуха во входном патрубке

$$\sigma_{н\text{-}0} = \frac{n_{н\text{-}0}}{n_{н\text{-}0}-1} = \frac{k}{k-1} + \frac{l_{r\ н\text{-}0}}{R\,(T_н - T_0)} =$$

$$= \frac{1{,}4}{1{,}4-1} + \frac{640}{288\,(292{,}8-292{,}2)} = 7{,}2.$$

10. Показатель политропы расширения

$$n_{н\text{-}0} = \frac{\sigma_{н\text{-}0}}{\sigma_{н\text{-}0}-1} = \frac{7{,}2}{7{,}2-1} = 1{,}161.$$

Должно быть $n_{н\text{-}0} < k$.

11. Статическое давление при выходе из патрубка

$$p_0 = p_н\,(T_0/T_н)^{\sigma_{н\text{-}0}} = 399\,045\,(292{,}2/292{,}8)^{7{,}2} = 393\,195 \text{ Па}.$$

12. Давление торможения при выходе из патрубка

$$p_0^* = p_0\,(T_0^*/T_0)^{\frac{k}{k-1}} = 393\,195\,(293/292{,}2)^{\frac{14}{1{,}4-1}} = 396\,976 \text{ Па}.$$

13. Коэффициент сохранения давления торможения во входном патрубке $\Delta_{н\text{-}0} = p_0^*/p_н^* = 396\,976/400\,000 = 0{,}992$.

Основные параметры детандера. 14. Статическое давление воздуха при выходе из рабочего колеса детандера (принимается и впоследствии проверяется) $p_2 = 0{,}93 p_к = 0{,}93 \cdot 109\,500 = 101\,835$ Па. Для ступени детандера с выходным диффузором предварительно можно принять $p_2 = (0{,}9 \div 0{,}98)\,p_к$. Для ступени без выходного диффузора $p_2 = p_к$.

15. Отношение давлений в детандере

$$\pi = p_0^*/p_2 = 396\,976/101\,835 = 3{,}898.$$

16. Изоэнтропный перепад энтальпий в детандере $\Delta i_{s0^*\text{-}2} = i_0^* - i_2 = c_p T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}\right) = 1007 \cdot 293 \left(1 - \frac{1}{3{,}898^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}}}\right) =$ $= 95\,026$ Дж/кг.

Изоэнтропный перепад энтальпий равен удельной работе изоэнтропного расширения воздуха в детандере: $\Delta i_{s0^*\text{-}2} = l_{s0^*\text{-}2}$.

17. Степень реактивности детандера принимается $\rho = 0{,}56$. В радиальных детандерах $\rho = 0{,}4 \div 0{,}8$.

18. Изоэнтропный перепад энтальпий в сопловом аппарате

$$\Delta i_{s0^*\text{-}1} = \Delta i_{s0^*\text{-}2}(1 - \rho) = 95\,026\,(1 - 0{,}56) = 41\,811 \text{ Дж/кг}.$$

19. Коэффициент скорости соплового аппарата принимается $\varphi = 0{,}98$. Обычно $\varphi = c_1/c_{1s} = 0{,}97 \div 0{,}99$.

20. Действительный перепад энтальпий в сопловом аппарате

$$\Delta i_{0^*\text{-}1} = \Delta i_{s0^*\text{-}1}\varphi^2 = 41\,811 \cdot 0{,}98^2 = 40\,155 \text{ Дж/кг}.$$

21. Абсолютная скорость воздуха при выходе из соплового аппарата

$$c_1 = \sqrt{2\,\Delta i_{0^*\text{-}1}} = \sqrt{2 \cdot 40\,155} = 283 \text{ м/с}.$$

22. Статическая температура воздуха при выходе из соплового аппарата

$$T_1 = T_н^* - \frac{\Delta i_{0^*\text{-}1}}{c_p} = 293 - \frac{40\,155}{1007} = 253{,}1 \text{ К}$$

23. Скорость звука

$$a_1 = \sqrt{kRT_1} = \sqrt{1{,}4 \cdot 288 \cdot 253{,}1} = 319 \text{ м/с}.$$

24. Число Маха по абсолютной скорости при выходе из соплового аппарата $M_{c_1} = c_1/a_1 = 283/319 = 0{,}887$. Должно быть $M_{c_1} \leqslant 1{,}15$.

Если $M_{c_1} > 1{,}15$, то следует несколько увеличить степень реактивности ρ.

25. Угол потока при выходе из соплового аппарата принимается $\alpha_1 = 14°$. Обычно $\alpha_1 = 12 \div 30°$.

26. Условная скорость изоэнтропного истечения, соответствующая изоэнтропному перепаду энтальпий в детандере,

$$c_s = \sqrt{2\Delta i_{s0^*\text{-}2}} = \sqrt{2 \cdot 95\,026} = 436 \text{ м/с}.$$

27. Относительная окружная скорость принимается $u_1/c_s = 0{,}63$. Для центростремительных детандеров $u_1/c_s = 0{,}6 \div 0{,}9$, причем бо́льшие значения соответствуют бо́льшим степеням реактивности ρ.

28. Окружная скорость при входе в рабочее колесо

$$u_1 = c_1 \frac{u_1}{c_1} = 436 \cdot 0{,}63 = 275 \text{ м/с}.$$

29. Угол потока при входе в рабочее колесо в относительном движении

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{1}{\operatorname{ctg} \alpha_1 - \dfrac{u_1}{c_1 \sin \alpha_1}} =$$

$$= \operatorname{arctg} \frac{1}{4{,}011 - \dfrac{275}{283 \cdot 0{,}2419}} = \operatorname{arctg}(-175{,}02) = 180 - 89{,}7 = 90{,}3°.$$

В центростремительных детандерах с радиальными лопатками должно быть $\beta_1 = 83 \div 93°$. Допускается предварительно задаться значением угла β_1 и определить окружную скорость u_1 из выражения

$$u_1 = \frac{\operatorname{tg} \beta_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 - 1}{\operatorname{tg} \beta_1} c_1 \sin \alpha_1.$$

Если $\beta_1 = 90°$, то это выражение упрощается: $u_1 = c_1 \cos \alpha_1$. После этого находят величину u_1/c_s, которая должна быть в пределах, указанных в п. 27.

30. Скорость потока при входе в рабочее колесо в относительном движении

$$w_1 = c_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = 283 \frac{0{,}2419}{0{,}9999} = 68{,}5 \text{ м/с}.$$

31. Число Маха при входе в рабочее колесо в относительном движении $M_{w_1} = w_1/a_1 = 68{,}5/319 = 0{,}215$. Должно быть $M_{w_1} \leqslant 0{,}80 \div 0{,}85$.

32. Температура торможения при входе в рабочее колесо в относительном движении

$$\tilde{T}_1^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p} = 253{,}1 + \frac{68{,}5^2}{2 \cdot 1007} = 255{,}4 \text{ К}.$$

33. Давление воздуха при выходе из соплового аппарата и входе в рабочее колесо

$$p_1 = p_0^* \left(1 - \frac{\Delta i_{s\,0^*-1}}{c_p T_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 396\,976 \left(1 - \frac{41\,811}{1007 \cdot 293}\right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} =$$

$$= 232\,535 \text{ Па}.$$

34. Изоэнтропный перепад энтальпий в рабочем колесе

$$\Delta i_{s\,\tilde{1}^*-1} = c_p T_1 \left[1 - \frac{1}{\left(\dfrac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}}\right] + \frac{w_1^2}{2} = 1007 \cdot 253{,}1 \times$$

$$\times \left[1 - \frac{1}{\left(\dfrac{232\,535}{101\,835}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}}\right] + \frac{68{,}5^2}{2} = 53\,561 + 2346 = 55\,907 \text{ Дж/кг}.$$

35. Коэффициент скорости рабочего колеса $\psi = 0{,}88$. Обычно принимают: $\psi = 0{,}8 \div 0{,}9$ — для крупных и средних детандеров; $\psi = 0{,}7 \div 0{,}8$ — для малых детандеров с $D_1 < 0{,}1$ м.

36. Действительный перепад энтальпий в рабочем колесе

$$\Delta i_{\widetilde{1}^*\cdot 2} = \Delta i_{s\,\widetilde{1}^*\cdot 2}\psi^2 = 55\,907 \cdot 0{,}88^2 = 43\,294 \text{ Дж/кг}.$$

37. Коэффициент радиальности детандера принимается $\mu = u_2/u_1 = 0{,}45$. Обычно $\mu = 0{,}3 \div 0{,}5$. Наивысшие значения КПД детандеров обычно соответствуют $\mu = 0{,}38 \div 0{,}45$.

38. Окружная скорость рабочего колеса при выходе потока $u_2 = \mu u_1 = 0{,}45 \cdot 275 = 124$ м/с.

39. Скорость потока при выходе из рабочего колеса в относительном движении

$$w_2 = \sqrt{2\Delta i_{\widetilde{1}^*\cdot 2} - (u_1^2 - u_2^2)} = \sqrt{2 \cdot 43\,294 - (275^2 - 124^2)} = 162 \text{ м/с}.$$

Желательно, чтобы $w_2 = (1{,}06 \div 1{,}42)\, u_2$. Если $w_2 < 1{,}06u_2$, то следует увеличить ρ. При $w_2 > 1{,}42u_2$ требуется уменьшить ρ.

40. Угол выхода потока из рабочего колеса в абсолютном движении принимается $\alpha_2 = 90°$. Во избежание больших потерь в последующих элементах проточной части желательно, чтобы закрутка потока при выходе из колеса в абсолютном движении была минимальной, т. е. чтобы $\alpha_2 \approx 90°$; обычно $85 \leqslant \alpha_2 \leqslant 95°$.

41. Угол потока при выходе из рабочего колеса в относительном движении (принимается и косвенным образом проверяется в п. 42) $\beta_2 = 40°$. Обычно $\beta_2 = 20 \div 45°$. При $\alpha = 90°$ можно пользоваться формулой $\beta_2 = \arccos(u_2/w_2)$.

42. Угол выхода потока из рабочего колеса в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{1}{\operatorname{ctg}\beta_2 - \dfrac{u_2}{w_2 \sin\beta_2}} = \operatorname{arctg} \frac{1}{1{,}1918 - \dfrac{124}{162 \cdot 0{,}6428}} =$$

$$= \operatorname{arctg} 978{,}28 = 89{,}94°.$$

Если полученное значение α_2 не совпадает с принятым в п. 40, следует изменить β_2 и продолжить расчет до совпадения расчетного α_2 с заданным.

43. Скорость потока при выходе из колеса в абсолютном движении

$$c_2 = w_2 \frac{\sin\beta_2}{\sin\alpha_2} = 162 \frac{0{,}6428}{0{,}9999} = 104 \text{ м/с}.$$

44. Статическая температура воздуха при выходе из рабочего

$$T_2 = \widetilde{T}_1^* - \frac{\Delta i_{\widetilde{1}^*\cdot 2}}{c_p} = 255{,}4 - \frac{43\,294}{1007} = 212{,}4 \text{ К}.$$

45. Температура торможения при выходе из рабочего колеса

$$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p} = 212{,}4 + \frac{104^2}{2 \cdot 1007} = 217{,}8 \text{ К}.$$

46. Скорость звука

$$a = \sqrt{kRT_2} = \sqrt{1{,}4 \cdot 288 \cdot 212{,}4} = 293 \text{ м/с}.$$

47. Число Маха по абсолютной скорости при выходе из рабочего колеса $M_{c_2} = c_2/a_2 = 104/293 = 0{,}355$. Должно быть $M_{c_2} < 0{,}75 \div 0{,}85$.

48. Диаметр при входе в рабочее колесо $D_1 = 2u_1/\omega_д = 2 \times 275/2310 = 0{,}238$ м.

49. Удельный объем воздуха при входе в колесо $v_1 = RT_1/p_1 = 288 \cdot 253{,}1/232\,535 = 0{,}313$ м³/кг.

50. Ширина входной кромки лопатки рабочего колеса

$$b_1 = Gv_1/(\pi D_1 c_1 \sin \alpha_1) = 3{,}96 \cdot 0{,}313/(\pi \cdot 0{,}238 \cdot 283 \cdot 0{,}2419) = 0{,}0242 \text{ м}.$$

51. Относительная ширина входной кромки лопатки рабочего колеса $\bar{b}_1 = b_1/D_1 = 0{,}0242/0{,}238 = 0{,}102$. Обычно $\bar{b}_1 = 0{,}02 \div 0{,}14$.

52. Удельный объем газа при выходе из рабочего колеса $v_2 = RT_2/p_2 = 288 \cdot 212{,}4/101\,835 = 0{,}601$ м³/кг.

53. Средний диаметр при выходе из рабочего колеса $D_2 = \mu D_1 = 0{,}45 \cdot 0{,}238 = 0{,}107$ м.

54. Ширина выходной кромки лопатки рабочего колеса

$$b_2 = Gv_2/(\pi D_2 w_2 \sin \beta_2) = 3{,}96 \cdot 0{,}601/(\pi \cdot 0{,}107 \cdot 162 \cdot 0{,}6428) = 0{,}068 \text{ м}.$$

55. Относительная ширина выходной кромки лопатки рабочего колеса $\bar{b}_2 = b_2/D_1 = 0{,}068/0{,}238 = 0{,}286$. Должно быть $\bar{b}_2 = 0{,}1 \div 0{,}3$.

56. Действительный перепад энтальпий в ступени

$$\Delta i_{0^*\text{-}2} = \Delta i_{0^*\text{-}1} + \Delta i_{\tilde{1}^*\text{-}2} - \frac{w_1^2}{2} = 40\,155 + 43\,294 - \frac{68{,}5^2}{2} = 81\,103 \text{ Дж/кг}.$$

Проверка:

$$\Delta i_{0^*\text{-}2} = c_p (T_0^* - T_2) = 1007\,(293 - 212{,}4) = 81\,164 \text{ Дж/кг}.$$

Если расчет выполнен правильно, то полученные значения отличаются не более чем на 0,5 %.

57. Изоэнтропный КПД детандера без диффузора $\eta_s = \Delta i_{0^*\text{-}2}/\Delta i_{s\,0^*\text{-}2} = 81\,103/95\,026 = 0{,}853$.

58. Удельная работа ступени на окружности колеса

$$\Delta i_{0^*\text{-}2^*} = c_1 u_1 \cos \alpha_1 + c_2 u_2 \cos \alpha_2 = 283 \cdot 275 \cdot 0{,}9703 + 104 \cdot 124 \cdot 0{,}001 = 75\,526 \text{ Дж/кг}.$$

Проверка:

$$\Delta i_{0^*\text{-}2^*} = \Delta i_{0^*\text{-}2} - \frac{c_2^2}{2} = 81\,103 - \frac{104^2}{2} = 75\,695 \text{ Дж/кг}.$$

Полученные значения должны отличаться не более чем на 0,5 %.

59. Мощностной КПД детандера без диффузора

$$\eta_т = \Delta i_{0^*\text{-}2^*}/\Delta i_{s\,0^*\text{-}2^*} = 75\,526/95\,026 = 0{,}795.$$

60. Температура торможения за рабочим колесом в абсолютном движении

$$T_2^* = T_0^* - \frac{\Delta i_{0^*\text{-}2^*}}{c_p} = 293 - \frac{75\,526}{1007} = 218 \text{ К}.$$

Полученное значение должно отличаться от найденного в п. 45 не более чем на 0,2 %.

61. Утечка газа через уплотнения $G_{ут} = \beta_{пр} G = 0{,}015 \cdot 3{,}96 = 0{,}0594$ кг/с. Можно принимать $\beta_{пр} = 0{,}01 \div 0{,}03$.

62. Мощность детандера $N = (G - G_{ут})\,\Delta i_{0^*\text{-}2^*} = (3{,}96 - 0{,}0594)\,75\,526 = 294\,600$ Вт $= 294{,}6$ кВт.

63. Механический КПД, учитывающий мощность трения диска, принимается $\eta_м = 0{,}98$. Обычно $\eta_м = 0{,}97 \div 0{,}99$.

64. Эффективная мощность детандера $N_e = N\eta_м = 294{,}6 \times 0{,}98 = 288{,}7$ кВт.

65. Давление торможения при выходе из рабочего колеса в абсолютном движении $p_2^* = p_2 (T_2^*/T_2)^{\frac{k}{k-1}} = 101\,835 \left(\frac{217{,}8}{212{,}4}\right)^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}} = 111\,188$ Па.

66. Скорость воздуха при выходе из диффузора принимается $c_к = 30$ м/с. Обычно $c_к = 20 \div 50$ м/с.

67. Действительный перепад энтальпий в диффузоре

$$\Delta i_{2\text{-}к} = i_к - i_2 = \frac{c_2^2 - c_к^2}{2} = \frac{104^2 - 30^2}{2} = 4958 \text{ Дж/кг}.$$

68. Коэффициент потерь диффузора принимается $\zeta_{2\text{-}к} = 0{,}15$. Обычно $\zeta_{2\text{-}к} = 0{,}05 \div 0{,}5$.

69. Удельная работа, потерянная в диффузоре,

$$l_{r\,2\text{-}к} = \zeta_{2\text{-}к} \frac{c_2^2}{2} = 0{,}15 \frac{104^2}{2} = 811 \text{ Дж/кг}.$$

70. Статическая температура воздуха при выходе из диффузора

$$T_к = T_2^* - \frac{c_к^2}{2c_p} = 218 - \frac{30^2}{2 \cdot 1007} = 217{,}6 \text{ К}.$$

71. Число политропы сжатия воздуха в диффузоре

$$\sigma_{2\text{-}к} = \frac{n_{2\text{-}к}}{n_{2\text{-}к} - 1} = \frac{k}{k-1} - \frac{l_{r\,2\text{-}к}}{R(T_к - T_2)} =$$

$$= \frac{1{,}4}{1{,}4 - 1} - \frac{811}{288\,(217{,}6 - 212{,}4)} = 2{,}96.$$

Если $\sigma_{2\text{-}к} < 0$, то следует либо взять диффузор с меньшим $\zeta_{2\text{-}к}$, либо отказаться от применения диффузора.

72. Показатель политропы сжатия

$$n_{2\text{-к}} = \frac{\sigma_{2\text{-к}}}{\sigma_{2\text{-к}} - 1} = \frac{2{,}96}{2{,}96 - 1} = 1{,}51.$$

Должно быть $n_{2\text{-к}} > k$.

73. Статическое давление при выходе из диффузора

$$p_{\text{к}} = p_2 (T_{\text{к}}/T_2)^{\sigma_{2\text{-к}}} = 101\,835\,(217{,}6/212{,}4)^{2{,}96} = 109\,393 \text{ Па}.$$

Полученное значение $p_{\text{к}}$ сравнивают с заданным в исходных данных. При разнице свыше 3 % в п. 14 изменяют p_2 и расчет повторяют.

74. Давление торможения при выходе из диффузора

$$p_{\text{к}}^* = p_{\text{к}} (T_{\text{к}}^*/T_{\text{к}})^{\frac{k}{k-1}} = 109\,393\,(218/217{,}6)^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}} = 110\,098 \text{ Па}.$$

75. Удельный объем воздуха при выходе из диффузора $v_{\text{к}} = RT_{\text{к}}/p_{\text{к}} = 288 \cdot 217{,}6/109\,393 = 0{,}573$ м^3/кг.

76. Площадь выходного сечения диффузора $F_{\text{к}} = Gv_{\text{к}}/c_{\text{к}} = 3{,}96 \cdot 0{,}573/30 = 0{,}0756$ м^2.

77. Диаметр выходного сечения диффузора

$$D_{\text{к}} = \sqrt{4F_{\text{к}}/\pi} = \sqrt{4 \cdot 0{,}0756/\pi} = 0{,}310 \text{ м}.$$

78. Отношение давлений в детандере с диффузором (степень расширения) $\pi_{\text{д}} = p_{\text{к}}^*/p_{\text{к}}^* = 400\,000/109\,393 = 3{,}66$.

79. Изоэнтропный перепад энтальпий в детандере с диффузором

$$\Delta i_{s\,0^*\text{-к}} = c_p T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{д}}^{\frac{k-1}{k}}}\right) =$$

$$= 1007 \cdot 293 \left(1 - \frac{1}{3{,}66^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}}}\right) = 91\,393 \text{ Дж/кг}.$$

80. Мощностной КПД детандера с диффузором $\eta_{\text{тд}} = \Delta i_{0^*\text{-}2^*}/\Delta i_{s0^*\text{-к}} = 75\,526/91\,393 = 0{,}826$.

81. Действительный перепад энтальпий в детандере с диффузором $\Delta i_{0^*\text{-к}} = \Delta i_{0^*\text{-}2} - \Delta i_{2\text{-к}} = 81\,103 - 4958 = 76\,145$ Дж/кг.

82. Изоэнтропный КПД детандера с диффузором (см. рис. 3.12) $\eta_{s\text{д}} = \Delta i_{0^*\text{-к}}/\Delta i_{s0^*\text{-к}} = 76\,145/91\,393 = 0{,}833$.

83. Давление насыщения водяного пара, соответствующее температуре $T_{\text{н}}^*$, $p''_{w\text{н}} = 2340$ Па.

84. Парциальное давление водяного пара в воздухе, входящем в детандер, $p_{w\text{н}} = p''_{w\text{н}}\varphi_{\text{н}} = 1 \cdot 2340 = 2340$ Па.

85. Влагосодержание воздуха, входящего в детандер,

$$d_{\text{н}} = 0{,}622 \frac{p_{w\text{н}}}{p_{\text{н}}^* - p_{w\text{н}}} = 0{,}622 \frac{2340}{400\,000 - 2340} = 0{,}00366 \text{ кг/кг}.$$

86. Действительная температура торможения воздуха при выходе из детандера с учетом выделения теплоты конденсации водяных паров в процессе расширения (принимается и потом проверяется)

$$T'^{*}_{к} = T^{*}_{к} - \Delta T^{*}_{к} = 218 + 10 = 228 \text{ К } (-45^{\circ}\text{С}).$$

В зависимости от влажности воздуха при входе и отношения давлений в детандере можно принять $\Delta T^{*}_{к} = 2 \div 20$ К.

87. Давление насыщения водяного пара, соответствующее температуре $T^{*}_{к}$, $p''_{wк} = 7{,}24$ Па.

88. Влагосодержание насыщенного воздуха при температуре $T^{*}_{к}$

$$d_{к} = 0{,}622 \frac{p''_{wк}}{p^{*}_{к} - p_{wк}} = 0{,}622 \frac{7{,}24}{110\,098 - 7{,}24} = 0{,}00004 \text{ кг/кг}.$$

89. Масса влаги, выпавшей в процессе расширения влажного воздуха в детандере

$$\Delta G_{w} = G_{wн} - G_{wк} = \frac{G}{1 + d_{н}} (d_{н} - d_{к}) =$$

$$= \frac{3{,}96}{1 + 0{,}00366} (0{,}00366 - 0{,}00004) = 0{,}014 \text{ кг/с}.$$

90. Массовый расход влажного воздуха при выходе из детандера

$$G' = G - \Delta G_{w} = 3{,}96 - 0{,}014 = 3{,}946 \text{ кг/с}.$$

91. Массовый расход сухого воздуха через детандер

$$G_{с.\,в} = \frac{G}{1 + d_{н}} = \frac{3{,}96}{1 + 0{,}00366} = 3{,}9456 \text{ кг/с}.$$

92. Теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении ($R_{с.\,в} = 287$ Дж (кг·К), $k_{с.\,в} = 1{,}4$)

$$c_{p\,с.\,в} = \frac{k_{с.\,в}}{k_{с.\,в} - 1} R_{с.\,в} = \frac{1{,}4}{1{,}4 - 1} 287 = 1005 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

93. Энтальпия влажного воздуха при входе в детандер в предположении, что воздух не несет с собой капельной влаги,

$$i^{*}_{н} = c_{p\,с.\,в} t^{*}_{н} + (r_{0} + 1930 t^{*}_{н}) d_{н} =$$

$$= 1005 \cdot 20 + (2{,}5 \cdot 10^{6} + 1930 \cdot 20)\, 0{,}00366 = 29\,391 \text{ Дж/кг}.$$

94. Энтальпия влажного воздуха при выходе из детандера

$$i^{*}_{к} = i^{*}_{н} - \Delta i_{0^{*}\text{-}к^{*}} = 29\,391 - 75\,526 = -46\,135 \text{ Дж/кг}.$$

95. Действительная температура торможения влажного воздуха при выходе из детандера в предположении, что вся выпавшая влага превратилась в лед,

$$t_к'^{*} = \frac{i_к^{*} - d_к r_0 + 335 \cdot 10^3 (d_н - d_к)}{c_{p\ с.\ в} + 1930 d_к + 2090 (d_н - d_к)} =$$

$$= \frac{-46\,135 - 0{,}00004 \cdot 2{,}5 \cdot 10^6 + 335 \cdot 10^3 (0{,}00366 - 0{,}00004)}{1005 + 1930 \cdot 0{,}00004 + 2090 (0{,}00366 - 0{,}00004)} =$$

$$= \frac{-45\,022{,}3}{1012{,}6} = -44{,}46\,°\text{C} = 228{,}54\ \text{K}.$$

В пп. 93—95 энтальпия отсчитывается от $i = 0$ при нулевой температуре и поэтому может быть отрицательной. Температура подставляется в градусах Цельсия с соответствующим знаком.

Температура воздуха, полученная в п. 95, сравнивается с заданной в п. 86. Если различие в температурах не влияет на влагосодержание $d_н$ (п. 88), как это имеет место в рассматриваемом примере, повторного пересчета можно не делать.

96. Условный изоэнтропный КПД по температурам

$$\eta_{ст}^{уся} = \frac{T_0^{*} - T_к'^{*}}{T_0^{*} - T_{кs}} = \frac{c_p (T_0^{*} - T_к'^{*})}{\Delta i_{s\,0^{*}\text{-к}}} = \frac{1007\,(293 - 228{,}5)}{91\,393} = 0{,}711.$$

Газодинамический расчет детандера с закрытым радиальным колесом, приведенного в верхней половине рис. 3.11, в основном не отличается от выполненного.

Пример 2. Расчет осевого детандера воздушной холодильной машины, работающей по замкнутому регенеративному циклу.

Исходные данные

Массовый расход воздуха через детандер G, кг/с	2,35
Степень расширения по заторможенным параметрам π^{*}	2,32
Полная начальная температура воздуха перед детандером T_0^{*}, К	223
Полное начальное давление воздуха перед детандером p_0^{*}, МПа	0,27
Угловая скорость ротора ω, рад/с	417

Принятые величины

Коэффициент скорости на лопатках:	
соплового аппарата φ	0,965
рабочего колеса ψ	0,95

Расчет проводится по среднему диаметру колеса (рис. 3.13). При расчете осевого детандера важно правильно выбрать отношение $D_{ср}/l$ среднего диаметра ступени к высоте лопатки. Обычно оно составляет 5—6. При этом угол поворота потока становится не очень большим и течение потока по всей высоте лопатки происходит с дозвуковыми скоростями. Этому также способствует правильный выбор степени реакции детандера. Обычно на среднем диаметре $\rho = 0{,}4 \div 0{,}6$. Принятая в расчете степень реакции $\rho = 0{,}48$. В расчете принято, что расширяемая среда — сухой

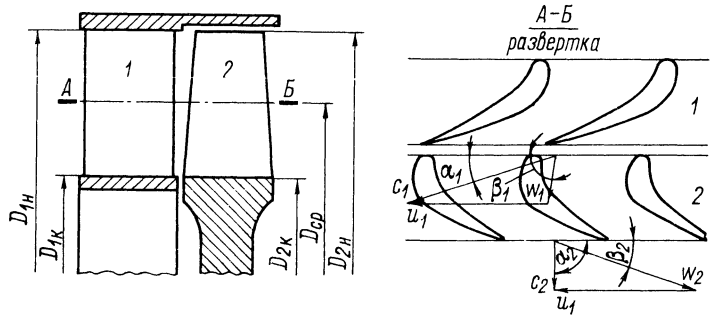


Рис. 3.13. Схема проточной части и треугольники скоростей осевого детандера:

1 — направляющая лопатка; *2* — лопатка рабочего колеса

воздух, так как при температуре 223 К водяных паров в воздухе содержится незначительно и тепловлажностные процессы не влияют на характер расширения. Процесс расширения воздуха в детандере показан на рис. 3.12.

Принимается степень понижения давления по статическому давлению за детандером $\pi = 2{,}46$. Это значение проверяется в конце расчета [49].

Располагаемый изоэнтропный перепад энтальпий в детандере $\Delta i_{s\,0^*\text{-}2} = c_p T_0^* [1 - 1/\pi^{(k-1)/k}] = 1003 \cdot 223 [1 - 1/2{,}46^{(1,4-1)/1,4}] = 50\,700$ Дж/кг, где $c_p = 1003$ Дж/(кг·К) — теплоемкость сухого воздуха.

Изоэнтропный перепад энтальпий по параметрам торможения

$$\Delta i_{s\,0^*\text{-}2^*} = c_p T_0^* [1 - 1/\pi^{*(k-1)/k}] =$$

$$= 1003 \cdot 223 [1 - 1/2{,}32^{(1,4-1)/1,4}] = 48\,000 \text{ Дж/кг}.$$

Изоэнтропный перепад энтальпий в сопловом аппарате

$$\Delta i_{s\,0^*\text{-}1} = \Delta i_{s\,0^*\text{-}2} (1 - \rho) = 50\,700 (1 - 0{,}48) = 26\,400 \text{ Дж/кг}.$$

Абсолютная скорость воздуха при выходе из соплового аппарата

$$c_1 = \varphi \sqrt{2 \Delta i_{s\,0^*\text{-}1}} = 0{,}965 \sqrt{2 \cdot 26\,400} = 221{,}7 \text{ м/с}.$$

Потери теплоперепада в сопловом аппарате

$$\Delta i_{с.\,а} = (1 - \varphi^2) \Delta i_{s\,0^*\text{-}1} = (1 - 0{,}965^2)\, 26\,400 = 1818 \text{ Дж/кг}.$$

Параметры воздуха на выходе из соплового аппарата: адиабатическая температура

$$T_{1s} = T_0^* - \Delta i_{s\,0^*\text{-}1}/c_p = 223 - 26\,400/1003 = 196{,}7 \text{ К};$$

действительная температура

$$T_1 = T_{1s} + \Delta i_{с.\,а}/c_p = 196{,}7 + 1818/1003 = 198{,}6 \text{ К};$$

статическое давление

$$p_1 = p_0^* (T_{1s}/T_0^*)^{k/(k-1)} = 0{,}270\,(196{,}7/233)^{1.4/(1.4-1)} = 0{,}174 \text{ МПа};$$

удельный объем

$$v_1 = RT_1/p_1 = 287 \cdot 198{,}6/174\,000 = 0{,}328 \text{ м}^3/\text{кг},$$

где газовая постоянная для воздуха $R = 287$ Дж/(кг·К).

Осевая и окружная составляющие абсолютной скорости воздуха на выходе из соплового аппарата:

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 221{,}7 \sin 15^\circ = 57{,}4 \text{ м/с};$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 221{,}7 \cos 15^\circ = 214{,}2 \text{ м/с};$$

где $\alpha_1 = 15^\circ$ — угол выхода потока из соплового аппарата; обычно $\alpha_1 = 14 \div 20^\circ$.

Окружная скорость при входе в рабочее колесо $u_1 = (u_1/c_1)\, c_1 = 0{,}942 \cdot 221{,}7 = 208{,}8$ м/с, где $u_1/c_1 = 0{,}942$ — относительная окружная скорость. Для осевого детандера $u_1/c_1 = 0{,}94 \div 0{,}97$, причем бо́льшие значения соответствуют бо́льшим ρ.

Средний диаметр турбины $D_{ср} = u_1/(\pi\omega) = 208{,}8/(3{,}14 \times 417) = 0{,}16$ м.

Площадь проходного сечения на выходе из соплового аппарата в плоскости вращения находится из уравнения неразрывности потока $F_1 = Gv_1/c_{1a} = 2{,}35 \cdot 0{,}328/57{,}4 = 0{,}0134$ м².

Высота сопловой лопатки $l_1 = F_1/(\pi D_{ср}) = 0{,}0134/(3{,}14 \times 0{,}16) = 0{,}027$ м.

Корневой диаметр соплового аппарата $D_{1к} = D_{ср} - l_1 = 0{,}16 - 0{,}027 = 0{,}133$ м.

Окружная составляющая относительной скорости воздуха при входе на лопатки рабочего колеса $w_{1u} = c_{1u} - u_1 = 214{,}2 - 208{,}8 = 5{,}4$ м/с.

Угол между относительной скоростью воздуха при входе на лопатки рабочего колеса и плоскостью вращения

$$\beta_1 = \operatorname{arctg}[c_{1a}/(c_{1u} - u_1)] = \operatorname{arctg}[57{,}4/(214{,}2 - 208{,}8)] = 84^\circ 42'.$$

Относительная скорость воздуха при входе на лопатки рабочего колеса

$$w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + w_{1u}^2} = \sqrt{57{,}4^2 + 5{,}4^2} = 57{,}6 \text{ м/с}.$$

Треугольник скоростей на выходе из соплового аппарата показан на рис. 3.13.

Относительная скорость воздуха на выходе из рабочего колеса

$$w_2 = \psi \sqrt{2\,\Delta i_{1-2} + w_1^2} = 0{,}95 \sqrt{2 \cdot 24\,600 + 57{,}6^2} = 217{,}6 \text{ м/с},$$

где Δi_{1-2} — действительный теплоперепад на лопатках рабочего колеса

$$\Delta i_{1\text{-}2} = \Delta i_{s\,0\text{-}2} \rho T_1/T_{1s} = 50\,700 \cdot 0{,}48 \cdot 198{,}6/196{,}7 = 24\,600 \text{ Дж/кг}.$$

Потери теплоперепада в лопатках рабочего колеса

$$\Delta i_л = (1/\psi^2 - 1)\, w_2^2/2 = (1/0{,}95^2 - 1)\, 217{,}6^2/2 = 2560 \text{ Дж/кг}.$$

Параметры воздуха за рабочим колесом:

действительная температура $T_2 = T_1 - (\Delta i_{1-2} - \Delta i_л)/c_p = 198{,}6 - (24\,600 - 2560)/1003 = 176{,}6$ К;

статическое давление $p_2 = p_0^*/\pi = 0{,}27/2{,}46 = 0{,}1095$ МПа $= 109\,500$ Па;

удельный объем $v_2 = RT_2/p_2 = 287 \cdot 176{,}6/109\,500 = 0{,}462$ м^3/кг.

Высота лопатки рабочего колеса детандера $l_2 = l_1 + 0{,}003 = 0{,}027 + 0{,}003 = 0{,}03$ м, где 0,003 м — превышение высоты сопловой лопатки.

Площадь проходного сечения, описываемая лопатками рабочего колеса, $F_2 = \pi D_{ср} l_2 = 3{,}14 \cdot 0{,}16 \cdot 0{,}03 = 0{,}0151$ м^2.

Осевая составляющая абсолютной скорости воздуха на выходе из рабочего колеса находится из уравнения неразрывности потока $c_{2a} = Gv_2/F_2 = 2{,}35 \cdot 0{,}462/0{,}0151 = 72$ м/с.

Угол выхода потока из рабочего колеса детандера $\beta_2 = \arcsin(c_{2a}/w_2) = \arcsin(72{,}0/217{,}6) = 19° 20'$.

Корневой диаметр лопаток рабочего колеса $D_{2к} = D_{ср} - l_2 = 0{,}16 - 0{,}03 = 0{,}13$ м. Наружный диаметр лопаток рабочего колеса $D_{2н} = D_{ср} + l_2 = 0{,}16 + 0{,}03 = 0{,}19$ м.

Отношение высоты лопатки колеса к среднему диаметру $D_{ср}/l_2 = 0{,}16/0{,}03 = 5{,}53$.

Окружная составляющая относительной скорости воздуха на выходе из рабочего колеса $w_{2u} = w_2 \cos\beta_2 = 217{,}6 \cdot \cos 19° 20' = 205{,}3$ м/с.

Окружная составляющая абсолютной скорости воздуха на выходе из рабочего колеса

$$c_{2н} = w_{2u} - u_1 = 205{,}3 - 208{,}8 = -3{,}5 \text{ м/с}.$$

Абсолютная скорость воздуха на выходе из рабочего колеса

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{72{,}0^2 + (-3{,}5)^2} = 72{,}1 \text{ м/с}.$$

Угол между направлением абсолютной скорости воздуха на выходе из рабочего колеса и плоскостью вращения

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg}(c_{2a}/c_{2u}) = \operatorname{arctg}(72{,}0/3{,}5) = 92°46'.$$

Треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса показан на рис. 3.13.

Потери теплоперепада с выходной скоростью $\Delta i_{вых} = c_2^2/2 = 72{,}1^2/2 = 2596$ Дж/кг.

Числа Маха:

по абсолютной скорости за сопловым аппаратом

$$M_{c1} = c_1/\sqrt{kRT_1} = 221{,}7/\sqrt{1{,}4 \cdot 287 \cdot 198{,}6} = 0{,}785;$$

по относительной скорости за сопловым аппаратом

$$M_{w1} = w_1/\sqrt{kRT_1} = 57{,}6/\sqrt{1{,}4 \cdot 287 \cdot 198{,}6} = 0{,}204;$$

по абсолютной скорости за рабочим колесом

$$M_{c2} = c_2/\sqrt{kRT_2} = 72{,}1/\sqrt{1{,}4 \cdot 287 \cdot 176{,}6} = 0{,}271;$$

по относительной скорости за рабочим колесом

$$M_{w2} = w_2/\sqrt{kRT_2} = 217{,}6/\sqrt{1{,}4 \cdot 287 \cdot 176{,}6} = 0{,}817.$$

Температура заторможенного потока воздуха за рабочим колесом $T_2^* = T_2 + \Delta i_{вых}/c_p = 176{,}6 + 2596/1003 = 179{,}2$ К.

Производят проверку степени понижения давления π, которая должна совпадать с ранее принятой при условии, что в диффузоре после рабочего колеса происходит полное восстановление давления:

$$\pi = \pi^* [1 + \Delta i_{вых}/(c_p T_2)]^{k/(k-1)} =$$
$$= 2{,}32 [1 + 2596/(1003 \cdot 176{,}6]^{1{,}4/(1{,}4-1)} \approx 2{,}46.$$

Давление заторможенного потока за рабочим колесом $p_2^* = p_0^*/\pi^* = 0{,}27/2{,}32 = 0{,}116$ МПа.

Статическое давление за рабочим колесом детандера $p_2 = p_0^*/\pi = 0{,}27/2{,}46 = 0{,}1095$ МПа.

Коэффициент полезного действия детандера

$$\eta_{0i} = (\Delta i_{s\,0^*\text{-}2} - \Delta i_{с.\,а} - \Delta i_{л} - \Delta i_{вых})/\Delta i_{s\,0^*\text{-}2} =$$
$$= (50\,700 - 1818 - 2560 - 2596)/50\,700 = 0{,}862.$$

Изоэнтропный КПД детандера по заторможенным параметрам

$$\eta_s^* = (\Delta i_{s\,0^*\text{-}2} - \sum \Delta i)/\Delta i_{s\,0^*\text{-}2^*} = (50\,700 - 6974)/48\,000 = 0{,}91.$$

Эффективный КПД детандера

$$\eta_e = \eta_{0i}\eta_{ут}\eta_{тр}\eta_{мех} = 0{,}862 \cdot 0{,}985 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}98 = 0{,}832,$$

где $\eta_{ут} = 0{,}985$ — коэффициент утечек; $\eta_{тр} = 0{,}99$ — коэффициент трения; $\eta_{мех} = 0{,}98$ — коэффициент механических потерь. Мощность, развиваемая детандером, $N_д = G\,\Delta i_{s\,0^*\text{-}2}\eta_e = 2{,}35 \times 50\,700 \cdot 0{,}832 \approx 100$ кВт.

3.4. КОНСТРУКТИВНЫЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

К числу конструктивных расчетов и расчетов на прочность турбокомпрессоров относятся определение осевых усилий, действующих со стороны потока на ротор компрессора, размеров думмиса (разгрузочного поршня) и упорного подшипника для компенсации осевых усилий, критической частоты вращения, расчет напряжений в рабочем и покрывающем дисках колес, опорных подшипников, а также шпонок вала, диаметра болтов и шпилек гори-

зонтального разъема, махового момента ротора и т. д. Ниже приведены примеры расчета осевого усилия, критической частоты вращения ротора и дисков рабочих колес на прочность.

Определение осевых усилий, действующих на ротор центробежного компрессора. Расчету осевых усилий предшествует эскизная разработка продольного разреза проточной части: вала с рабочими колесами, диафрагм с диффузорными и обратными направляющими аппаратами и элементов корпуса. В результате определяются диаметры лабиринтных уплотнений около рабочих дисков колес и диаметры уплотнений покрывающих дисков.

Осевую силу, действующую на рабочее колесо центробежной ступени, можно представить в следующей форме: $T = T_0 + \delta T_п + \delta T_р$, где T_0 — осевая сила, действующая на рабочее колесо, при допущении об отсутствии протечек рабочего вещества через лабиринтные уплотнения; значение T_0 можно определить по уравнению, предложенному В. Ф. Рисом [29]:

$$T_0 = (\pi/4)\left(d_0^2 - d_{л.\,р}^2\right) p_0 + (\pi/4)\left(D_{л.\,п}^2 - d_{л.\,р}^2\right) \times$$

$$\times \left[p_2 - p_0 - \omega^2/(32v_2)\right]\left[D_2^2 - \left(D_{л.\,п}^2 - d_{л.\,р}^2\right)/2\right] - G_в c_0;$$

$\delta T_п$ и $\delta T_р$ — дополнительные осевые силы, приложенные к наружным поверхностям покрывающего и рабочего дисков. Возникают $\delta T_п$ и $\delta T_р$ из-за изменения поля скоростей и давлений в боковом зазоре при наличии протечек рабочего вещества через лабиринтные уплотнения. При выполнении прикидочных расчетов для определения $\delta T_п$ и $\delta T_р$ можно использовать приближенные зависимости, предложенные В. Б. Шнеппом. При течении потока протечек рабочего вещества от центра, что характерно для зазоров между рабочим диском колеса и корпусом в промежуточных ступенях компрессоров, имеющих ОНА (рис. 3.14),

$$\delta T = \omega^2 D_2^4/(16v_2)\, aq^n \left[(D_л/D_2)^2 - 1\right], \qquad (3.3)$$

где $a = 0{,}45 + 30q$; $n = 0{,}17 + 0{,}185 D_л/D_2$.

При течении потока протечек рабочего вещества к центру, что характерно для зазоров между покрывающими дисками колес и корпусом, а также между рабочими дисками и корпусом в ступенях концевого типа (рис. 3.15),

$$\delta T = \omega^2 D_2^4/(16v_2)\,(b\varphi_{2u} - c)\, q^t, \qquad (3.4)$$

где $b = 640\,(D_л/D_2)^2 - 776\,(D_л/D_2) + 252$;

$c = 220\,(D_л/D_2)^2 - 258\,(D_л/D_2) + 82{,}6$;

$t = 1{,}25\,(D_л/D_2)^2 - 1{,}575\,(D_л/D_2) + 1{,}291$.

В случае течения от центра $\delta T < 0$, т. е. дополнительная сила направлена к диску, а при течении к центру $\delta T > 0$, т. е. сила направлена от диска. При рассмотрении рабочего колеса в целом положительными считаются силы, направленные в сторону всасывающего отверстия навстречу втекающему в колесо потоку.

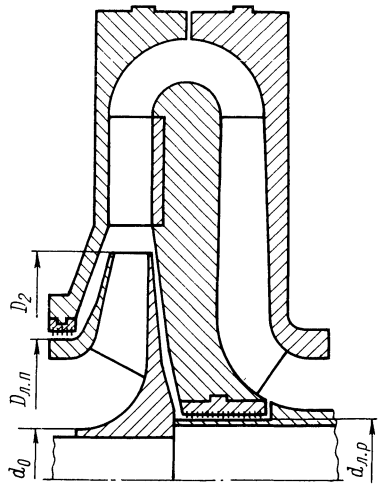


Рис. 3.14. Схема промежуточной ступени

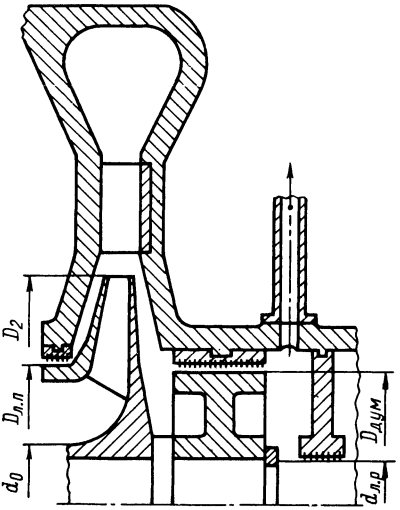


Рис. 3.15. Схема концевой ступени

В уравнениях (3.3) и (3.4) аргументом является коэффициент протечки q, который определяется перепадом давлений на выходе из колеса и давлением за лабиринтным уплотнением. При течении от центра значение q может быть найдено из уравнения

$$p_к - p_2 = \frac{\omega^2 D_2^2}{4v_2}\left[0{,}00315\,\frac{z}{\left(\alpha D_л s/D_2^2\right)^2}q^2 + (0{,}125 - 0{,}41q^{0{,}244}) \times \right.$$

$$\left. \times \left(D_л^2/D_2^2 - 1\right)\right], \qquad (3.5)$$

а при течении к центру

$$p_2 - p_0 = \frac{\omega^2 D_2^2}{4v}\left[0{,}00315\,\frac{z}{\left(\alpha D_л s/D_2^2\right)^2}q^2 - \right.$$

$$\left. - 37q\left(3{,}7\varphi_{2u}D_л/D_2 - 3{,}5\varphi_{2u} + 2{,}3\,\frac{D_л}{D_2} - 1\right) + 0{,}08\right]. \qquad (3.6)$$

Уравнения (3.5) и (3.6) нелинейные. Решение их возможно методом последовательных приближений или графоаналитическим способом. Все входящие в данные уравнения геометрические размеры принимаются по эскизу проточной части, а величины, характеризующие термогазодинамические параметры потока, — в соответствии с газодинамическим расчетом компрессора. Например, для ступени I компрессора паровой холодильной машины, рассматриваемого в параграфе 2.10 согласно газодинамическому расчету $p_к^I = 5{,}8 \cdot 10^5$ Па, $p_2^I = 4{,}73 \cdot 10^5$ Па, $p_0^I = 3{,}18 \cdot 10^5$ Па, $v_2^I = 0{,}0381$ м^3/кг, $\varphi_{2u} = 0{,}674$, $\omega = 2\pi n = 2\pi \cdot 138 = 867$ 1/с, $D_2 = 0{,}305$ м, $d_0^I = 0{,}065$ м, а в соответствии с эскизом проточной

части ступени I (см. рис. 3.14) диаметр лабиринтного уплотнения покрывающего диска $D^{I}_{л.п}=0{,}18$ м и число гребней уплотнения $z_{л.п} = 4$, диаметр лабиринтного уплотнения вала около рабочего диска $d_{л.р} = 0{,}08$ м и $z_{л.р} = 8$. Радиальный зазор во всех лабиринтных уплотнениях компрессора принимаем равным $s = 0{,}4 \cdot 10^{-3}$ м, а коэффициент расхода лабиринтного уплотнения $\alpha = 0{,}7$. Подставив значения геометрических и газодинамических параметров ступени I в уравнения (3.5) и (3.6), получим выражения для определения коэффициента протечек через лабиринтные уплотнения покрывающего диска $q_п$ и вала около рабочего диска $q_р$:

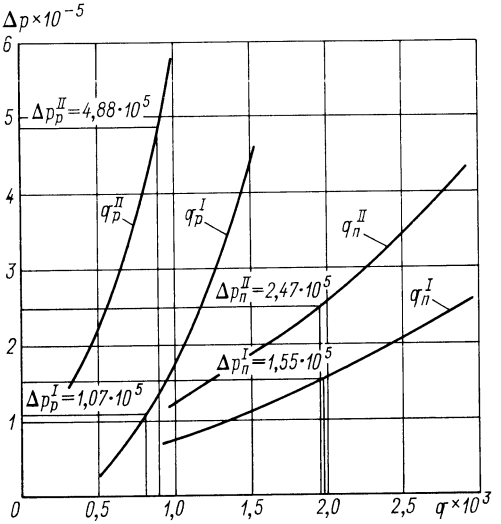


Рис. 3.16. Определение коэффициентов протечек графоаналитическим методом

$$\Delta p^{I}_{п} = p_2 - p_0 = (0{,}197 \cdot 10^6 q^2_{п} + 0{,}211 \cdot 10^3 q_{п} + 0{,}367)\, 10^5 \text{ Па};$$

$$\Delta p^{I}_{р} = p_к - p_2 = (1{,}994 \cdot 10^6 q^2_{р} + 1{,}752 q^{0{,}244}_{р} - 0{,}5341)\, 10^5 \text{ Па}.$$

Задаваясь рядом значений коэффициента протечек q, рассчитываем соответствующие им перепады давлений Δp и строим зависимости $q_п = f(\Delta p_п)$ и $q_р = f(\Delta p_р)$, представленные на рис. 3.16, по которым находим значения коэффициентов протечек, определяемых действительным перепадом давлений:

для лабиринтного уплотнения покрывающего диска ступени I

$$\Delta p^{I}_{п} = p^{I}_2 - p^{I}_0 = 4{,}73 \cdot 10^5 - 3{,}18 \cdot 10^5 = 1{,}55 \cdot 10^5 \text{ Па},$$

что соответствует $q^{I}_{р} = 1{,}98 \cdot 10^{-3}$;

для лабиринтного уплотнения вала около рабочего диска

$$\Delta p^{I}_{р} = p^{I}_к - p^{I}_2 = 5{,}8 \cdot 10^5 - 4{,}73 \cdot 10^5 = 1{,}07 \cdot 10^5 \text{ Па},$$

что соответствует $q^{I}_{п} = 0{,}82 \cdot 10^{-3}$.

В рассматриваемом примере для ступени I

$$T_0 = (\pi/4)\,(0{,}062^2 - 0{,}08^2)\, 3{,}18 \cdot 10^5 + (\pi/4)\,(0{,}18^2 - 0{,}08^2) \times$$
$$\times \{[4{,}73 \cdot 10^5 - 3{,}18 \cdot 10^5 - 0{,}125 \cdot 867^2/(4 \cdot 0{,}0381)] \times$$
$$\times [0{,}305^2 - (0{,}18^2 + 0{,}08^2)/2]\} - 11{,}18 \cdot 35{,}2 = 3638{,}5 \text{ Н}.$$

Дополнительная осевая сила со стороны покрывающего диска колеса

$$\delta T_{\text{п}}^{\text{I}} = [\omega^2 D_2^4/(16 v_2^{\text{I}})]\,(b\varphi_{2u}^{\text{I}} - c)\,q^t = [867^2 \cdot 0{,}305^4/(16 \cdot 0{,}0381)] \times$$
$$\times\,(16{,}94 \cdot 0{,}674 - 6{,}962)\,(1{,}98 \cdot 10^{-3})^{0{,}7969} = 333{,}3 \text{ Па},$$

где $b = 640\,(0{,}18/0{,}305)^2 - 776\,(0{,}18/0{,}305) + 252 = 16{,}94;$

$c = 220\,(0{,}18/0{,}305)^2 - 258\,(0{,}18/0{,}305) + 82{,}6 = 6{,}962;$

$t = 1{,}25\,(0{,}18/0{,}305)^2 - 1{,}575\,(0{,}18/0{,}305) + 1{,}291 = 0{,}7969.$

Дополнительная осевая сила со стороны рабочего диска колеса I

$$\delta T_{\text{р}}^{\text{I}} = aq^n\,[(d_{\text{л. р}}^{\text{I}}/D_2)^2 - 1]\,\omega^2 D_2^4/(16 v_2^{\text{I}}),$$

где $a = 0{,}45 + 30q = 0{,}45 + 30 \cdot 0{,}82 \cdot 10^{-3} = 0{,}4746;$ $n = 0{,}17 +$

$+ 0{,}185\,(d_{\text{л. р}}^{\text{I}}/D_2) = 0{,}17 + 0{,}185 \cdot 0{,}08/0{,}305 = 0{,}2185.$

Отсюда

$$\delta T_{\text{р}}^{\text{I}} = 0{,}4746\,(0{,}82 \cdot 10^{-3})^{0{,}2185}\,[(0{,}08/0{,}305)^2 - 1] \times$$
$$\times\, 867^2 \cdot 0{,}305^4/(16 \cdot 0{,}0381) = -998{,}3 \text{ Н}.$$

Осевое усилие на колесо ступени I равно арифметической сумме трех составляющих, так как сила $\delta T_{\text{п}}^{\text{I}} > 0$ и направлена от покрывающего диска в сторону всасывающего отверстия колеса, а сила $\delta T_{\text{р}}^{\text{I}} < 0$ и направлена к рабочему диску, т. е. также в сторону всасывающего отверстия колеса:

$$T^{\text{I}} = T_0^{\text{I}} + \delta T_{\text{п}}^{\text{I}} + \delta T_{\text{р}}^{\text{I}} = 3638{,}5 + 333{,}3 + 998{,}3 = 4970{,}1 \text{ Н}.$$

Для ступени II (см. рис. 3.16) при $p_0^{\text{II}} = 5{,}71 \cdot 10^5$ Па, $p_2^{\text{II}} =$ $= 8{,}18 \cdot 10^5$ Па, $v_2^{\text{II}} = 0{,}0231$ м^3/кг, $d_0^{\text{II}} = 0{,}085$ м, $d_{\text{л. р}}^{\text{II}} = 0{,}075$ м, $c_0^{\text{II}} = 23{,}8$ м/с и тех же, что и в ступени I, угловой скорости ω, диаметре колеса D_2 и диаметре покрывающего уплотнения $D_{\text{л. п}}$ уравнение для определения коэффициента протечек через лабиринтные уплотнения покрывающего диска имеет вид

$$\Delta p_{\text{п}}^{\text{II}} = p_2 - p_0 = (0{,}3248 \cdot 10^6 q^2 + 0{,}348 \cdot 10^3 q + 0{,}6054)\,10^5 \text{ Па}.$$

Для концевой ступени, в которой давление за лабиринтным уплотнением вала около рабочего диска поддерживается равным давлению на входе в компрессор ($p_{\text{н}}^{\text{I}} = 3{,}3 \cdot 10^5$ Па), используем уравнение (3.6), характерное для течения потока протечек к центру, при числе гребней уплотнения $z_{\text{р}}^{\text{II}} = 10$:

$$\Delta p_{\text{р}}^{\text{II}} = p_2 - p_{\text{н}} = (4{,}678 \cdot 10^6 q^2 + 0{,}611 \cdot 10^3 q + 0{,}6054)\,10^5 \text{ Па}.$$

Расчетным перепадам давлений $\Delta p_{\text{п}}^{\text{II}} = 8{,}18 \cdot 10^5 - 5{,}71 \times$ $\times\, 10^5 = 2{,}47 \cdot 10^5$ Па и $\Delta p_{\text{р}}^{\text{II}} = 8{,}18 \cdot 10^5 - 3{,}3 \cdot 10^5 = 4{,}88 \cdot 10^5$ Па соответствуют значения коэффициентов протечек $q_{\text{п}}^{\text{II}} = 1{,}92 \cdot 10^{-3}$ и $q_{\text{р}}^{\text{II}} = 0{,}92 \cdot 10^{-3}$.

Осевая сила для ступени II

$$T_0^{II} = (\pi/4)\,(0{,}085^2 - 0{,}075^2)\,5{,}71\cdot10^5 + (\pi/4)\,(0{,}18^2 - 0{,}075^2)\times$$
$$\times\,\{[8{,}18\cdot10^5 - 5{,}71\cdot10^5 - 867^2/(32\cdot0{,}0231)]\,[0{,}305^2 -$$
$$-\,(0{,}18^2 + 0{,}075^2)/2]\} - 11{,}18\cdot23{,}8 = 4409\ \text{Н}.$$

Дополнительная осевая сила со стороны покрывающего диска

$$\delta T_п^{II} = 867^2\cdot0{,}305^4/(16\cdot0{,}0231)\,(16{,}94\cdot0{,}674 - 6{,}962)\times$$
$$\times\,(1{,}92\cdot10^{-3})^{0{,}7969} = 536{,}4\ \text{Н}.$$

Дополнительная осевая сила со стороны рабочего диска

$$\delta T_р^{II} = 867^2\cdot0{,}305^4/(16\cdot0{,}0231)\,(99{,}88\cdot0{,}674 - 39{,}62)\times$$
$$\times\,(0{,}92\cdot10^{-3})^{0{,}9793} = 518{,}2\ \text{Н},$$

где $b = 640\,(0{,}075/0{,}305)^2 - 776\,(0{,}075/0{,}305) + 252 = 99{,}88$;
$c = 220\,(0{,}075/0{,}305)^2 - 258\,(0{,}075/0{,}305) + 82{,}5 = 39{,}62$;
$t = 1{,}25\,(0{,}075/0{,}305)^2 - 1{,}575\,(0{,}075/0{,}305) + 1{,}291 = 0{,}9793$.

Осевое усилие на колесо ступени II $T^{II} = 4409 + 536{,}4 - 518{,}2 = 4427{,}2$ Н.

Суммарное осевое усилие, действующее на оба колеса,

$$T = T^I + T^{II} = 4970{,}1 + 4427{,}2 = 9397{,}3\ \text{Н}.$$

Определение размеров разгрузочного поршня (думмиса). В многоступенчатых центробежных компрессорах уменьшение осевого усилия, воспринимаемого упорным подшипником, во избежание значительных механических потерь и сокращения габаритных размеров подшипника обеспечивается применением думмиса (разгрузочного поршня). Прежде чем рассчитывать думмис, целесообразно подобрать упорный подшипник и оценить осевое усилие, которое он может воспринять. Все дальнейшие расчеты производятся применительно к компрессору паровой холодильной машины, рассмотренному в параграфе 2.10. Крутящий момент, соответствующий внутренней мощности $N_i = 275$ кВт и частоте вращения ротора $n = 138$ 1/с,

$$M_i = 159{,}3\ N_i/n = 159{,}3\cdot275/138 = 317{,}5\ \text{Н}\cdot\text{м}.$$

Принимая допустимые напряжения на кручение в наиболее опасном сечении вала под соединительной муфтой равными $\tau_{кр} = 50\cdot10^6$ Па, находим диаметр конца вала:

$$d = \sqrt[3]{M_i/(0{,}2\tau_{кр})} = \sqrt[3]{317{,}5/(0{,}2\cdot50\cdot10^6)} = 3{,}17\cdot10^{-2}\ \text{м}.$$

Принимается: $d = 0{,}035$ м, диаметр шеек вала в опорных подшипниках $d_{о.п} = 45$ мм, внутренний диаметр колодок упорного подшипника $d_{у.п} = 50$ мм. Подшипник с высотой упорных колодок $b = 0{,}35\,d_{у.п}$ и центральным углом колодок $\theta = 30°$ воспринимает осевое усилие $P = 7z_к d_{у.п}^2\rho c\,\Delta T$.

Плотность обычно применяемого в центробежных компрессорах турбинного масла марки 22 $\rho = 0{,}87 \cdot 10^3$ кг/м^3, а теплоемкость $c = 1{,}89$ кДж/(кг·К). При числе упорных колодок $z_к = 10$ и повышении температуры масла в упорной части подшипника $\Delta T = 15$ К.

$P = 7 \cdot 10 \cdot 0{,}05^2 \cdot 0{,}87 \cdot 10^3 \cdot 1{,}89 \cdot 15 = 4316{,}3$ Н.

Осевое усилие, которое должно быть воспринято думмисом, $T_{дум} = T - P = 9397{,}3 - 4316{,}3 = 5081$ Н.

Давление перед думмисом $p_{дум} = p_2^{II} - [u_2^2/(8v_2^{II})]\,[1 - (d_{л.р}^2/D_2^2)] = 8{,}18 \cdot 10^5 - [132{,}2^2/(8 \cdot 0{,}0231)][1 - (0{,}075^2/0{,}305^2)] = 7{,}29 \cdot 10^5$ Па.

Диаметр уплотнений думмиса (давление за думмисом равно давлению $p_н^I$, так как полость за думмисом соединена с линией всасывания компрессора

$$D_{дум} = d_{л.р}^{II} \sqrt{1 + 4T_{дум}/[\pi d_{л.р}^{II\,2}(p_{дум} - p_н^I)]} =$$

$$= 0{,}075\sqrt{1 + 4 \cdot 5081/[\pi \cdot 0{,}075^2 (7{,}29 \cdot 10^5 - 3{,}3 \cdot 10^5)]} = 0{,}148 \text{ м}.$$

Принимаем $D_{дум} = 0{,}15$ м. Протечки через думмис определяют по уравнению

$$G_{дум} = \alpha s D_{дум} \sqrt{(p_{дум} + p_н^i)(p_{дум} - p_н^i)/(z_{дум} p_{дум} v_{дум})}.$$

Удельный объем пара перед думмисом $v_{дум} \approx p_2^{II} v_2^{II}/p_{дум} = 8{,}18 \cdot 10^5 \cdot 0{,}0231/(7{,}29 \cdot 10^5) = 0{,}0259$ м^3/кг.

При числе гребней лабиринтного уплотнения думмиса $z_{дум} = 24$, радиальном зазоре в уплотнениях $s = 0{,}4 \cdot 10^{-3}$ м и коэффициенте расхода ступенчатого лабиринтного уплотнения $\alpha = 0{,}7$ протечки пара через думмис $G_{дум} = 0{,}0406$ кг/с, что составляет $0{,}0406 \cdot 100/11{,}18 = 0{,}36$ % расхода пара через компрессор.

Расчет дисков рабочих колес на прочность. В центробежных компрессорах, имеющих одинаковые наружные диаметры колес и углы выхода лопаток, для оценки напряжений, возникающих во вращающихся дисках, достаточно выполнить расчеты применительно к самому широкому колесу, напряжения в котором будут наибольшими. Расчет следует производить с учетом боковых нагрузок, вызванных лопатками.

Приближенный оценочный расчет напряжений, возникающих во вращающихся дисках, может быть выполнен в соответствии с методикой, изложенной в работе [28]. Используя методику и обозначения работы [28], определим радиальные σ_r и тангенциальные σ_t напряжения в рабочем и покрывающем дисках колеса ступени I центробежного компрессора паровой холодильной машины, газодинамический расчет которого представлен в параграфе 2.10. Расчеты проведены для колеса, выполненного из стали и алюминиевого сплава АК6. Наружный диаметр колеса (согласно обозначениям, принятым в работе [28]) $D_a = 305$ мм, частота вра-

щения $n = 8280$ об/мин, число лопаток $\nu = 24$, толщина лопаток $\delta = 5$ мм, угол выхода лопаток $\beta_a = 45°$.

Расчет рабочего диска. При расчете на прочность рабочий диск (см. эскиз к табл. 3.8) делят в рассматриваемом случае на четыре участка:

I — участок постоянной толщины $b_0 = b_1 = 45$ мм, заключенный между диаметрами $D_0 = 55$ мм и $D_1 = 75$ мм;

II — участок, на котором толщина диска изменяется по гиперболической зависимости, началу участка соответствуют $D_1 = 75$ мм и $b_1 = 45$ мм, а концу — $D_2 = 140$ мм и $b_2 = 12$ мм;

III — конический участок, начинающийся на $D_2 = 140$ мм и оканчивающийся на $D_3 = 166$ мм, при этом толщина диска изменяется от $b_2 = 12$ мм до $b_3 = 10$ мм;

IV — конический участок с боковой нагрузкой от лопаток — $b_3 = 10$ мм при $D_3 = 166$ мм и $b_a = 2$ мм при $D_a = 305$ мм. Ширина лопатки в начале участка $B_3 = 33$ мм, угол наклона лопатки на входе $\beta_3 = 30°$, ширина лопатки на выходе $B_a = 15$ мм, угол выхода $\beta_a = 45°$.

Диаметр полного конуса этого участка

$$d_a = D_3 + b_3/(b_3 - b_a)(D_a - D_3) =$$
$$= 166 + 10/(10 - 2)(305 - 166) = 339{,}8 \text{ мм}.$$

«Относительная толщина боковой нагрузки» на диаметрах D_3 и D_a

$$s = k_{б.н} B\delta\nu/(\pi D b \sin\beta).$$

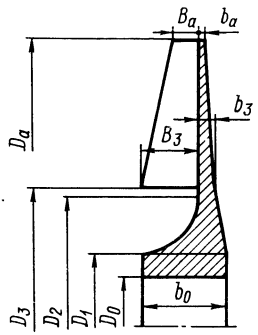
Принимая, что к рабочему диску приложено 50 % массы лопаток, т. е. $k_{б.н} = 0{,}5$, получаем $s_3 = 0{,}5 \cdot 33 \cdot 5 \cdot 24/(\pi \cdot 166 \cdot 10 \times \sin 30) = 0{,}759$, $s_a = 0{,}5 \cdot 15 \cdot 5 \cdot 24/(\pi \cdot 305 \cdot 2 \cdot \sin 45) = 0{,}664$.

Вспомогательные коэффициенты a и h:

$$a = 1 + (D_a s_a - D_3 s_3)/(D_a - D_3) =$$
$$= 1 + (305 \cdot 0{,}664 - 166 \cdot 0{,}759)/(305 - 166) = 1{,}551;$$
$$h = (s_a - s_3)/(D_a - D_3)\, d_a =$$
$$= (0{,}664 - 0{,}759)/(305 - 166)\, 339{,}8 = -0{,}232.$$

Дальнейший расчет выполняют в табличной форме. Сначала заполняют таблицу коэффициентов (см. табл. 3.8). Для участков постоянной толщины и гиперболических участков вычисляют вспомогательные параметры x и z, а для конических участков — t и t_1. Затем по графикам, приведенным на рис. II.13—II.30 приложения, отыскивают коэффициенты α_c, α_s, β_c и β_s, необходимые для подсчета напряжений. Коэффициенты α_c, α_s и β_c, β_s зависят от плотности материала, из которого сделан диск. Номограммы для α_c, α_s и β_c, β_s, приведенные в приложении, построены для стальных дисков. Если необходимо рассчитать диск, выполненный из другого материала, коэффициенты α_c, α_s, β_c и β_s, определенные по

Таблица 3.8. Подсчет напряжений (МПа) в рабочем диске



Номер и тип участка	D или d	x или t_1	z или t	α_ρ	α_t	α_c или α'_c
I постоянной толщины	D_1	$x = \frac{D_0}{D_1}$	$z = \frac{b_1}{b_0}$	По ри		
	75	0,733	1,0	0,773	0,22	$\frac{-45}{-15,3}$
II гиперболический	D_2	$x = \frac{D_1}{D_2}$	$z = \frac{b_2}{b_1}$	По рисун		
				П. 14	П. 15	П. 16
	140	0,536	0,267	2,3	0,75	$\frac{-118}{-40,1}$
III конический	d	$t_1 = \frac{D_2}{d}$	$t = \frac{D_3}{d}$	По рисун		
				П. 20	П. 21	П. 22
	296	0,473	0,561	1,0	0,22	$\frac{-11}{-3,7}$
IV конический с боковой нагрузкой	d_a	$t_1 = \frac{D_3}{d}$	$t = \frac{D_a}{d}$	По рисун		
				П. 20	П. 21	П. 22
	339,8	0,489	0,898	3,3	1,14	$\frac{-143}{-48,5}$

β_r	β_t	β_c или β'_c	α'_s	β'_s	$\bar{\alpha}'_c$	$\bar{\beta}'_c$	$\bar{T}$ или T_d	$\alpha_c T$ или $\alpha'_c T_d$	$\beta_c T$ или $\beta'_c T_d$
сункам приложения П.13							$T = \frac{(nD)^2}{10^{13}}$	$\alpha_c T$	$\beta_c T$
0,22	0,773	$\frac{-18,8}{-6,4}$	—	—	—	—	0,0386	$\frac{-1,737}{-0,591}$	$\frac{-0,726}{-0,247}$
кам приложения							$T = \frac{(nD)^2}{10^{13}}$	$\alpha_c T$	$\beta_c T$
П. 17	П. 18	П. 19							
1,2	0,84	$\frac{-55}{-18,7}$	—	—	—	—	0,134	$\frac{-15,8}{-5,4}$	$\frac{-7,4}{-2,5}$
кам приложения							$T_d = \frac{(nD)^2}{10^{13}}$	$\alpha_c T_d$	$\beta_c T_d$
П. 23	П. 24	П. 25							
0,25	0,82	$\frac{-4}{-1,4}$	—	—	—	—	0,601	$\frac{-6,6}{-2,2}$	$\frac{-2,4}{-0,84}$
кам приложения					$\alpha'_c a + \alpha'_s h$	$\beta'_c a + \beta'_s h$	$T_d = \frac{(nD)^2}{10^{13}}$	$\bar{\alpha}'_c T_d$	$\bar{\beta}'_c T_d$
П. 23	П. 24	П. 25	П. 28	П. 29					
1,48	0,97	$\frac{-62}{-21}$	$\frac{-103}{-34,9}$	$\frac{-41}{-13,9}$	$\frac{-197,9}{-67,1}$	$\frac{-86,7}{-29,3}$	0,792	$\frac{-156,7}{-53,1}$	$\frac{-68,7}{-23,2}$

Номер участка	Диаметр	Первый расчет (′)
	D_0	$\sigma_{r0} = -5$ $\sigma_{t0} = 100$ } принимается
I	D_1	$\sigma_{r1} = \alpha_r\sigma_{r0} + \alpha_t\sigma_{t0} + \alpha_c T =$ $= 0{,}773\,(-5) + 0{,}22\cdot 100 - 1{,}737 = 16{,}4\ (17{,}5)$ $\sigma_{t1} = \beta_r\sigma_{r0} + \beta_t\sigma t_0 + \beta_c T =$ $= 0{,}22\,(-5) + 0{,}773\cdot 100 - 0{,}726 = 75{,}5\ (76)$
II	D_2	$\sigma_{r2} = \alpha_r\sigma_{r1} + \alpha_t\sigma_{t1} + \alpha_c T =$ $= 2{,}3\cdot 16{,}4 + 0{,}75\cdot 75{,}5 - 15{,}8 = 78{,}5\ (91{,}9)$ $\sigma_{t2} = \beta_r\sigma_{r1} + \beta_t\sigma_{t1} + \beta_c T =$ $= 1{,}2\cdot 16{,}4 + 0{,}84\cdot 75{,}5 - 7{,}4 = 75{,}7\ (82{,}3)$
III	D_3	$\sigma_{r3} = \alpha_r\sigma_{r2} + \alpha_t\sigma_{t2} +$ $+ \alpha'_c T_d = 1{,}0\cdot 78{,}5 + 0{,}22\cdot 75{,}7 - 6{,}6 = 88{,}6\ (107{,}8)$ $\sigma_{t3} = \beta_r\sigma_{r2} + \beta_t\sigma_{t2} +$ $+ \beta'_c T_d = 0{,}25\cdot 78{,}5 + 0{,}82\cdot 75{,}7 - 2{,}4 = 79{,}3\ (89{,}6)$
IV	D_a	$\sigma_{ra} = \alpha_r\sigma_{r3} + \alpha_t\sigma_{t3} +$ $+ \bar{\alpha}'_c T_d = 3{,}3\cdot 88{,}6 + 1{,}14\cdot 79{,}3 - 156{,}7 = 226\ (404{,}7)$ $\sigma_{ta} = \beta_r\sigma_{r3} + \beta_t\sigma_{t3} +$ $+ \bar{\beta}'_c T_d = 1{,}48\cdot 88{,}6 + 0{,}97\cdot 79{,}3 - 68{,}7 = 139{,}3\ (223{,}3)$

Примечание. В скобках даны значения напряжений в рабочем диске, выполнен

графикам, необходимо умножить на отношение плотностей материала, из которого выполнен диск, к плотности стали $\bar{\rho}/\rho_{ст}$. Для участка с боковой нагрузкой подсчитывают коэффициенты: $\bar{\alpha}'_c = \alpha'_c a + \alpha_s h$, $\bar{\beta}'_c = \beta'_c a + \beta_s h$.

В табл. 3.8 приведены по два значения коэффициентов α_c, α_s, β_c и β_s: в числителе — найденные по графикам (для стали), а в знаменателе — полученные при пересчете на алюминиевый сплав АК6 ($\rho = 2{,}65\cdot 10^3$ кг/м^3).

В таблицу вписывают также значения: $T = (nD)^2/10^{13}$ — для участков с постоянной толщиной и изменением толщины по гиперболической зависимости (D берется по наружному краю участка, а n в об/мин); $T_g = (n\,d)^2/10^{13}$ — для конического участка.

Принимая радиальные напряжения на посадочном диаметре в пределах $\sigma'_{r0} = -(5 \div 10)$ МПа и задаваясь произвольными значениями тангенциальных напряжений σ'_{t0}, производят первый

Второй расчет (″)	Действительные напряжения
$\left.\begin{matrix}\sigma_{r0}=0\\ \sigma_{t0}=20\end{matrix}\right\}$ принимается	$\sigma_{r0}=-5$ $\sigma_{t0}=100-2{,}09\cdot 20=$ $=58\ (25{,}2)$
$\sigma_{r1}=\alpha_t\sigma_{t0}=0{,}22\cdot 20=4{,}4$ $\sigma_{t1}=\beta_t\sigma_{t0}=0{,}773\cdot 20=15{,}5$	$\sigma_{r1}=16{,}4-2{,}09\cdot 4{,}4=$ $=7{,}2\ (1{,}1)$ $\sigma_{t1}=75{,}5-2{,}09\cdot 15{,}5=$ $=43\ (1{,}8)$
$\sigma_{r2}=\alpha_r\sigma_{r1}+\alpha_t\sigma_{t1}=$ $=2{,}3\cdot 4{,}4+0{,}75\cdot 15{,}5=21{,}7$ $\sigma_{t2}=\beta_r\sigma_{r1}+\beta_t\sigma_{t1}=$ $=1{,}2\cdot 4{,}4+0{,}84\cdot 15{,}5=18{,}3$	$\sigma_{r2}=78{,}5-2{,}09\cdot 21{,}7=$ $=33{,}1\ (10{,}7)$ $\sigma_{t2}=75{,}7-2{,}09\cdot 18{,}3=$ $=37{,}4\ (13{,}9)$
$\sigma_{r3}=\alpha_r\sigma_{r2}+\alpha_t\sigma_{t2}=$ $=1{,}0\cdot 21{,}7+0{,}22\cdot 18{,}3=25{,}7$ $\sigma_{t3}=\beta_r\sigma_{r2}+\beta_t\sigma_{t2}=$ $=0{,}25\cdot 21{,}7+0{,}82\cdot 18{,}3=20{,}4$	$\sigma_{r3}=88{,}6-2{,}09\cdot 25{,}7=$ $=34{,}9\ (11{,}7)$ $\sigma_{t3}=79{,}3-2{,}09\cdot 20{,}4=$ $=36{,}7\ (13{,}3)$
$\sigma_{ra}=\alpha_r\sigma_{r3}+\alpha_t\sigma_{t3}=$ $=3{,}3\cdot 25{,}7+1{,}14\cdot 20{,}4=108{,}1$ $\sigma_{ta}=\beta_r\sigma_{r3}+\beta_t\sigma_{t3}=$ $=1{,}48\cdot 25{,}7+0{,}97\cdot 20{,}4=57{,}8$	$\sigma_{ra}=0$ $\sigma_{ta}=139{,}3-2{,}09\cdot 95{,}9=$ $=18{,}4\ (7{,}1)$
ном из алюминиевого сплава АК6 ($\rho=2{,}65\cdot 10^3$ кг/м^3).	$\sigma_r=\sigma'_r-\varphi\sigma''_r,$ $\sigma_t=\sigma'_t-\varphi\sigma''_t$ $\varphi=\dfrac{\sigma'_{ra}}{\sigma''_{ra}}=\dfrac{2{,}26}{108{,}1}=$ $=2{,}09\ (3{,}74)$

расчет в соответствии с уравнениями, приведенными в табл. 3.8. Напряжения в первом расчете обозначают одним штрихом (σ'_r, σ'_t).

Во втором расчете напряжения обозначают двумя штрихами (σ''_r, σ''_t), радиальное напряжение в сечении внутреннего радиуса принимают равным $\sigma''_r=0$, а σ''_t снова выбирают произвольно. Причем напряжения в сечениях находят, полагая, что диск неподвижен, т. е. $n=0$. В этом случае уравнения, приведенные в табл. 3.8, будут иметь только два первых члена.

Действительные напряжения подсчитывают по формулам $\sigma=\sigma'_r-\varphi\sigma''_r$, $\sigma_t=\sigma'_t-\varphi\sigma''_t$, в которых $\varphi=\sigma'_{ra}/\sigma''_{ra}$. Допустимые напряжения в дисках компрессора устанавливают в зависимости от применяемых материалов: для дисков, выполненных из алюминиевых сплавов (типов АК6, АК8), $\sigma_{r\ max}=250\div 300$ МПа, $\sigma_{t\ max}=200\div 270$ МПа; для дисков из стали $\sigma_{r\ max}=550\div 650$ МПа,

$\sigma_{t\ max} = 550 \div 650$ МПа; для дисков из титановых сплавов $\sigma_{r\ max} = 450 \div 550$ МПа, $\sigma_{t\ max} = 500 \div 600$ МПа.

В рассмотренном примере напряжения в рабочем диске, выполненном как из стали, так и из АК6, значительно ниже допустимых значений.

Расчет покрывающего диска. Покрывающий диск рабочего колеса при умеренных окружных скоростях $u_2 < 150 \div 200$ м/с может быть выполнен с одним коническим участком. При больших u_2 для уменьшения напряжений целесообразно изготавливать диск из двух конических участков. Напряжения в покрывающем диске рассчитывают таким же методом, как и применительно к рабочему диску, однако напряжения в расточке покрывающего диска $\sigma_{r0} = 0$, а коэффициент боковой нагрузки $k_{б.н} = 0{,}3$. Ниже приведен расчет покрывающего диска, состоящего из двух конических участков (см. эскиз к табл. 3.9).

Для покрывающего диска, так же как и для рабочего, $D_a = 305$ мм, $n = 8280$ об/мин, $\delta = 5$ мм, $\nu = 24$, $\beta_a = 45°$. Оба участка имеют боковую нагрузку и различаются диаметрами полных конусов:

участок I начинается при $D_0 = 163$ мм и заканчивается при $D_1 = 260$ мм, толщина полотна диска $b_0 = 10$ мм и $b_1 = 5$ мм, соответственно $B_0 = 33$ м, $\beta_0 = 30°$, диаметр полного конуса $d = D_2 + b_2/(b_2 - b_1)(D_2 - D_0) = 163 + 10/(10 - 5)(260 - 163) = 357$ мм;

участок II начинается при $D_1 = 260$ мм и заканчивается при $D_a = 305$ мм, $b_1 = 5$ мм, $b_a = 2$ мм, $B_a = 15$ мм и $\beta_a = 45°$, диаметр полного конуса $d_a = D_1 + b_1/(b_1 - b_a)(D_a - D_1) = 260 + 5/(5 - 2)(305 - 260) = 335$ мм.

Толщина боковой нагрузки в характерных сечениях при $D = D_0$, D_1, D_a и $k_{б.н} = 0{,}3$: $y = k_{б.н} B\delta\nu/(\pi D \sin\beta)$; $y_0 = 0{,}3 \times 33 \times 5 \times 24/(\pi \cdot 163 \cdot \sin 30) = 4{,}64$ мм; $y_a = 0{,}3 \cdot 15 \cdot 5 \cdot 24/(\pi 305 \times \sin 45) = 0{,}8$ мм;

$$y_1 \approx y_0 + \frac{y_a - y_0}{D_a - D_0}(D_1 - D_0) =$$

$$= 4{,}64 + \frac{0{,}8 - 4{,}64}{305 - 163}(260 - 163) = 2{,}02 \text{ мм}.$$

Относительная толщина боковой нагрузки: $s_0 = y_0/b_0 = 4{,}64/10 = 0{,}464$; $s_1 = y_1/b_1 = 2{,}02/5 = 0{,}404$; $s_a = y_a/b_a = 0{,}8/2 = 0{,}4$.

Вспомогательные коэффициенты a и h:

для участка I

$$a_1 = 1 + (D_1 s_0 - D_0 s_1)/(D_1 - D_0) = 1 + (260 \cdot 0{,}464 - 163 \times \times 0{,}404)/(260 - 163) = 1{,}565,$$

$$h_1 = (s_1 - s_0)/(D_1 - D_0)\, d = (0{,}404 - 0{,}464)/(260 - 163) \times \times 357 = -0{,}221;$$

для участка II

$$a_a = 1 + (D_a s_1 - D_1 s_a)/(D_a - D_1) =$$
$$= 1 + (305 \cdot 0{,}404 - 260 \cdot 0{,}4)/(305 - 260) = 1{,}427,$$
$$h_a = (s_a - s_1)/(D_a - D_1)\, d_a =$$
$$= (0{,}4 - 0{,}404)/(305 - 260)\, 335 = -0{,}03.$$

Дальнейшие расчеты удобно проводить в соответствии с табл. 3.9, которая заполняется в том же порядке, что и при расчете напряжений в рабочем диске. В рассмотренном примере напряжения в покрывающем диске, так же как и в рабочем, оказались умеренными. При получении чрезмерно больших напряжений, при которых не обеспечиваются допустимые запасы прочности, необходимо либо переконструировать диски колеса, либо перепроектировать весь компрессор на меньшие окружные скорости.

Определение критической частоты вращения ротора компрессора. Выполним расчет критической частоты вращения двухопорного ротора центробежного компрессора, газодинамический расчет которого приведен в параграфе 2.10.

Для двухопорного ротора, состоящего из k участков, первая критическая частота вращения с достаточной для инженерных расчетов точностью (1,5—2,5 %) может быть определена по формуле

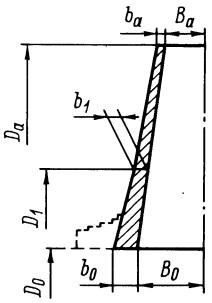
$$n_{кр} = 299 \sqrt{\sum_{i=1}^{k} P_i y_i / \sum_{i=1}^{k} P_i y_i^2},$$

где P_i — сила тяжести, приложенная к i-му участку; y_i — прогиб вала под действием собственной массы i-го участка.

Прогиб вала переменного сечения, нагруженного сосредоточенными силами тяжести нескольких дисков с учетом массы самого вала, можно найти, используя графический метод. Для этого в некотором масштабе m_l (1 см чертежа = m_l см натуры) вычерчивают эскиз вала со всеми насаженными на него деталями; рабочими колесами, втулками, думмисом, упорным гребнем, кольцами и т. д. (рис. 3.17). В данном случае при выполнении расчета принято $m_l = 2{,}5$.

Далее вал следует разделить на участки с постоянными диаметрами и определить массу каждого участка с учетом массы насаженных на этот участок деталей. Сила тяжести каждого участка в виде сосредоточенной силы прикладывается в его центре тяжести. При первой критической частоте вращения упругая линия вала с консолями имеет форму, представленную на рис. 3.18. При вращении деформированного таким образом вала силы инерции масс, сосредоточенных на консолях, будут приложены вверх и направлены противоположно силам инерции масс, сосредоточенных в пролете $А$-$Б$. В связи с этим силы, действующие на консолях,

Таблица 3.9. Подсчет напряжений (МПа) в покрывающем диске для конче



Номер участка	d	t_1	t	α_r	α_t	α'_c
I	d	$\frac{D_0}{D_1}$	$\frac{D_1}{d}$	По		
				П. 20	П. 21	П. 22
	357	0,627	0,728	1,14	0,18	$\frac{-18}{-6,1}$
II	d_a	$\frac{D_1}{d_a}$	$\frac{D_a}{d_0}$	По ри		
				П. 20	П. 21	П. 22
	335	0,776	0,91	2,14	0,24	$\frac{-35}{-11,9}$

Номер участка	Диаметр	Первый расчет (′)
	D_0	$\left.\begin{matrix}\sigma_{r0}=0\\ \sigma_{t0}=200\end{matrix}\right\}$ принимается
I	D_1	$\sigma_{r1}=\alpha_t\sigma_{t0}+\bar{\alpha}'_cT_d=0{,}18\cdot200-22=14\ (30{,}2)$ $\sigma_{t1}=\beta_t\sigma_{t0}+\bar{\beta}'_cT_d=0{,}88\cdot200-9{,}2=166{,}8\ (173{,}6)$
II	D_a	$\sigma_{ra}=\alpha_r\sigma_{r1}+\alpha_t\sigma_{t1}+$ $+\bar{\alpha}'_cT_d=2{,}14\cdot14+0{,}24\cdot166{,}8-37{,}7=32{,}3\ (93{,}4)$ $\sigma_{ta}=\beta_r\sigma_{r1}+\beta_i\sigma_{t1}+$ $+\bar{\beta}'_cT_d=0{,}6\cdot14+0{,}91\cdot166{,}8-6{,}3=153{,}9\ (174)$

Примечание. В скобках даны значения напряжений в покрывающем диске, выпо

ских участков с боковой нагрузкой

β_r	β_t	β'_c	α'_s	β'_s	$\bar{\alpha}'_c$	$\bar{\beta}'_c$	T_d	$\bar{\alpha}'_c T_d$	$\bar{\beta}'_c T_d$
рисункам приложения					$\alpha'_c a + \alpha'_s h$	$\beta'_c a + \beta'_s h$	$\frac{(nd)^2}{10^{13}}$		
П. 23	П. 24	П. 25	П. 28	П. 29					
0,27	0,88	$\frac{-7,5}{-2,5}$	$\frac{-13}{-4,2}$	$\frac{-5}{-1,5}$	$\frac{-25,3}{-6,7}$	$\frac{-10,6}{-2,8}$	0,87	$\frac{-22}{-5,8}$	$\frac{-9,2}{-2,4}$
сункам приложения					$\alpha'_c a_a + \alpha'_s h_a$	$\beta'_c a_a + \beta'_s h_a$	$\frac{(nd_a)^2}{10^{13}}$		
П. 23	П. 24	П. 25	П. 28	П. 29					
0,6	0,91	$\frac{-6}{-2}$	$\frac{-30}{-10,2}$	$\frac{-12}{-4,1}$	$\frac{-49}{-16,7}$	$\frac{-8,2}{-2,7}$	0,77	$\frac{-37,7}{-12,9}$	$\frac{-6,3}{-2,1}$

Второй расчет (")	Действительные напряжения
$\sigma_{r0} = 0$ $\sigma_{t0} = 20$ } принимается	$\sigma_{r0} = 0$ $\sigma_{t0} = 200 - 2,71 \cdot 20 =$ $= 145,8$ (43)
$\sigma_{r1} = \alpha_t \sigma_{t0} = 0,18 \cdot 20 = 3,6$ $\sigma_{t1} = \beta_t \sigma_{t0} = 0,88 \cdot 20 = 17,6$	$\sigma_{r1} = 14 - 2,71 \cdot 3,6 = 4,2$ (1,9) $\sigma_{t1} = 166,8 - 2,71 \cdot 17,6 =$ $= 119,1$ (35,4)
$\sigma_{ra} = \alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} =$ $= 2,14 \cdot 3,6 + 0,24 \cdot 17,6 = 11,9$ $\sigma_{ta} = \beta_r \sigma_{r1} + \beta_t \sigma_{t1} =$ $= 0,6 \cdot 3,6 + 0,91 \cdot 17,6 = 18,2$	$\sigma_{ra} = 0$ $\sigma_{ta} = 153,9 - 2,71 \cdot 18,2 =$ $= 104,6$ (31,1)
лненном из алюминиевого сплава АК6 (ρ=2,65·10³ кг/м³)	$\sigma_r = \sigma'_r - \varphi \sigma''_r$, $\sigma_t = \sigma'_t - \varphi \sigma''_t$ $\varphi = \frac{\sigma'_{ra}}{\sigma''_{ra}} = \frac{32,3}{11,9} =$ $= 2,71$ (7,85)

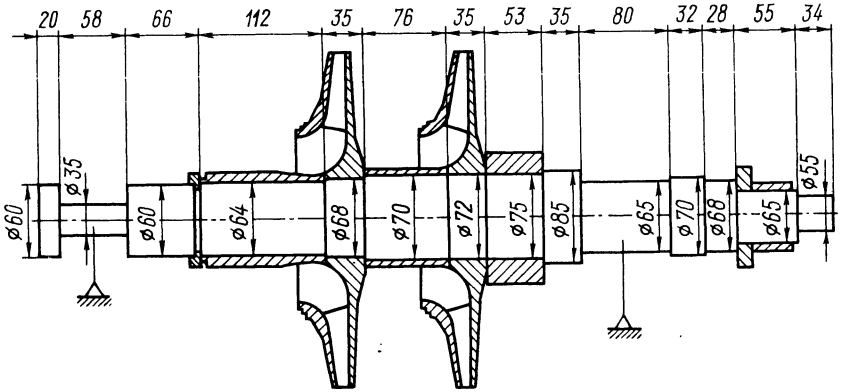


Рис. 3.17. Ротор центробежного компрессора

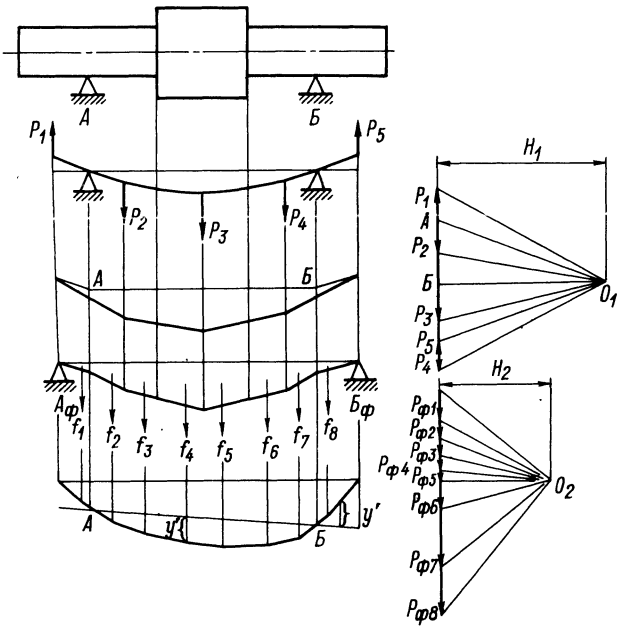


Рис. 3.18. Схема графического нахождения прогибов вала при определении критической частоты вращения без учета инерционных моментов дисков

считаем отрицательными, а приложенные к валу между опорами A и $Б$ — положительными.

Для рассматриваемого примера силы, приложенные к каждому участку с учетом их знака, сведены в графу 2 табл. 3.10.

Реакции в опорах A и $Б$ находятся по уравнениям

$$Б = 1/l_{АБ}\left(l_A \sum_{i=1}^{k} P_i - \sum_{i=1}^{k} P_i l_i\right),$$

$$A = -\sum_{i=1}^{k} P_i - Б,$$

Таблица 3.10. К расчету критической частоты вращения ротора

Номер участка	P_i	$\sum_{i=1}^{k} P_i$	l_i	$P_i l_i$	$\sum_{i=1}^{k} P_i l_i$	y_i'	$P_i y_i'$	$P_i y_i'^2$
	кг		см	кг·см		1 см чертежа	кг·см	кг·см²
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	—0,6	—0,6	0	0	0	—1,9	1,14	2,166
2	—0,22	—0,88	2,45	—0,54	—0,54	—1,2	0,264	0,317
3	0,22	—0,6	5,35	1,18	0,64	0,6	0,132	0,079
4	1,99	1,39	10,1	20,1	20,74	2,05	4,08	8,363
5	3,64	5,03	17	61,9	82,64	3,9	14,196	55,364
6	3,07	8,1	26,35	80,9	163,54	4,05	12,434	50,356
7	2,65	10,75	31,9	84,5	248,04	3,8	10,07	38,266
8	2,98	13,73	37,45	111,6	359,64	3,05	9,029	27,359
9	2,23	15,96	41,85	93,3	452,9	2,3	5,129	11,797
10	1,56	17,52	46,25	72,2	525,1	1,45	2,262	3,28
11	1,02	18,54	50	51	576,1	0,65	0,663	0,431
12	—1,02	17,52	54	—55,1	521	—0,25	0,255	0,064
13	—1,02	16,5	57,6	—58,8	462,2	—1,05	1,071	1,125
14	—0,56	15,94	60,5	—33,9	428,3	—1,6	0,896	1,434
15	—0,62	15,32	64,75	—40,1	388,2	—3	1,86	5,58
16	—0,5	14,82	69,1	—34,6	353,6	—4,05	2,025	8,201

$$\sum_{1}^{16} P_i y_i' = 65{,}506 \text{ кг·см}; \quad \sum_{1}^{16} P_i y_i'^2 = 214{,}18 \text{ кг·см}^2.$$

где $l_{АБ}$ — расстояние между опорами, см; l_A — расстояние между линиями действия силы P_1 и опорной реакцией A, см; l_i — расстояние между линиями действия силы P_1 и силы P_i, см.

Все величины, необходимые для определения опорных реакций, сведены в графы 3—6 табл. 3.10. Используя их, найдем $Б = 1/48{,}1\ (3{,}9 \cdot 14{,}82 - 353{,}6) = -6{,}15$ кг, $A = -14{,}82 + 6{,}15 = -8{,}67$ кг.

Эпюру изгибающих моментов строят графически с помощью веревочного многоугольника. Для этого от произвольной точки A по вертикали последовательно откладывают с учетом знака все силы P_i в принятом масштабе чертежа m_P (в данном примере $m_P = 1$ кг/см). В результате построения получаем отрезок, представляющий векторную сумму опорных реакций A и $Б$ в масштабе чертежа. От конечной точки откладываем в масштабе реакцию $Б$ и из точки $Б$ проводим горизонтальную линию, на которую наносим полюс O_1, выбрав полюсное расстояние H_1 ($H_1 = 15$ см чертежа). Конечную точку каждого вектора силы соединяем отрезком прямой с полюсом O_1.

После построения силового многоугольника строим эпюру изгибающих моментов. Для этого из произвольной точки на линии

Таблица 3.11. К расчету критической частоты вращения ротора

Номер i-го участка	Изгибающий момент (1 см чертежа) в начале участка M_i	Изгибающий момент (1 см чертежа) в конце участка M_{i+1}	2+3	Длина участка b_i (1 см чертежа)	Площадь участка эпюры $f_i = \frac{5 \times 4}{2}$ (1 см² чертежа)	Диаметр участка вала d_i, мм	$(d_{max}/d_i)^4$	Фиктивная сила $P_{\phi i} = 6 \times 8$ (1 см² чертежа)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0	0,05	0,05	0,42	0,0105	60	4,03	0,0423
2	0,05	0,07	0,12	0,58	0,0348	35	34,79	1,2107
3	0,07	0,12	0,19	0,58	0,0551	35	34,79	1,9169
4	0,12	0,65	0,77	0,58	0,2233	35	34,79	7,7686
5	0,65	0,9	1,55	0,58	0,4495	35	34,79	15,6381
6	0,9	1,62	2,52	1,32	1,6632	60	4,03	6,7027
7	1,62	2,35	3,97	1,32	2,6202	60	4,03	10,5594
8	2,35	3,62	5,97	2,24	6,6864	61	3,77	25,2077
9	3,62	4,05	7,67	2,24	8,5904	61	3,77	32,3858
10	4,05	4,2	8,25	0,7	2,8875	68	2,44	7,0455
11	4,2	4,3	8,5	0,7	2,975	68	2,44	7,259
12	4,3	4,38	8,68	1,52	6,5968	70	2,17	14,315
13	4,38	3,95	8,33	1,52	6,3308	70	2,17	13,7378
14	3,95	3,8	7,75	0,7	2,7125	72	1,94	5,2623
15	3,8	3,75	7,55	0,7	2,6425	72	1,94	5,1226
16	3,75	3,45	7,2	1,06	3,816	75	1,65	6,2964
17	3,45	2,85	6,3	1,06	3,339	75	1,65	5,5094
18	2,85	2,65	5,5	0,7	1,925	85	1	1,925
19	2,65	2,15	4,8	0,7	1,68	85	1	1,68
20	2,15	1,65	3,8	0,8	1,52	65	2,92	4,4384
21	1,65	1,15	2,8	0,8	1,12	65	2,92	3,2704
22	1,15	0,85	2	0,8	0,8	65	2,92	2,336
23	0,85	0,65	1,5	0,8	0,6	65	2,92	1,752
24	0,65	0,42	1,07	0,64	0,3424	70	2,17	0,743
25	0,42	0,3	0,72	0,64	0,2304	70	2,17	0,5
26	0,3	0,25	0,55	0,56	0,154	68	2,44	0,3758
27	0,25	0,14	0,39	0,56	0,1092	68	2,44	0,2664
28	0,14	0,12	0,26	1,1	0,143	65	2,92	0,4176
29	0,12	0,08	0,2	1,1	0,11	65	2,92	0,3212
30	0,08	0	0,08	0,68	0,0272	55	5,71	0,1553

действия силы P_1 проводим прямую, параллельную отрезку, соединяющему полюс O_1 с концом вектора силы P_1, до пересечения с линией действия силы P_2, и т. д. Затем из точек на линии действия первой (P_1) и последней ($P_к$) сил проводим прямые, параллельные отрезкам силового многоугольника $A - O_1$ и $P_к - O_1$, до пересечения с линиями действия сил A и $Б$. Полученные точки соединяем отрезком A-$Б$, который при правильном построении должен располагаться строго горизонтально. Вертикальные отрезки, заключенные между линиями веревочного многоугольника, пропорциональны изгибающему моменту в масштабе построения.

Для выполнения дальнейших расчетов перестроим эту эпюру, отложив ординаты изгибающих моментов от одной горизонтальной

$\alpha = 2/3$	$k_x = \frac{2+10}{3(1+10)}$	Абсцисса центра тяжести $x_{ц.т} = 5 \times 11$ (1 см чертежа)	$l_i = \sum_0^{i-1} 5$ (1 см чертежа)	$a_i = 12+13$ (1 см чертежа)	$P_{\Phi i} a_i = 9 \times 14$	$\sum_1^i P_{\Phi i} a_i = \sum_1^i 15$	$\sum_1^i P_{\Phi i} = \sum_1^i 9$
10	11	12	13	14	15	16	17
0	0,666	0,28	0	0,28	0,01	0,01	0,0423
0,714	0,528	0,31	0,42	0,73	0,88	0,89	1,253
0,583	0,544	0,32	1	1,32	2,53	3,42	3,1699
0,185	0,615	0,36	1,58	1,94	15,07	18,49	10,9385
0,722	0,527	0,31	2,16	2,47	38,63	57,12	26,5766
0,556	0,548	0,72	2,74	3,46	23,19	80,31	33,2793
0,689	0,531	0,7	4,06	4,76	50,26	130,57	43,8387
0,649	0,535	1,2	5,38	6,58	165,87	296,44	69,0464
0,694	0,509	1,14	7,62	8,76	283,7	580,14	101,4322
0 964	0,503	0,35	9,86	10,21	71,93	652,07	108,4777
0,977	0,502	0,35	10,56	10,91	79,2	731,27	115,7367
0,982	0,502	0,76	11,26	12,02	172,07	903,34	130,0517
1,1089	0,491	0,75	12,78	13,53	185,87	1089,21	143,7895
1,039	0,497	0,35	14,3	14,65	77,09	1166,3	149,0518
1,013	0,499	0,35	15	15,35	78,63	1244,93	154,1744
1,087	0,493	0,52	15,7	16,22	102,13	1347,06	160,4708
1,211	0,484	0,51	16,76	17,27	95,15	1442,21	165,9802
1,075	0,494	0,35	17,82	18,17	35	1477,21	167,9052
1,233	0,483	0,34	18,52	18,86	31,68	1508,89	169,5852
1,303	0,478	0,38	19,22	19,6	86,99	1595,88	174,0236
1,435	0,47	0,38	20,02	20,4	66,72	1622,6	177,294
1,353	0,475	0,38	20,82	21,2	49,72	1712,12	179,63
1,308	0,478	0,38	21,62	22	38,54	1750,66	181,382
1,548	0,464	0,3	22,42	22,72	16,88	1767,54	182,125
1,4	0,472	0,3	23,06	23,36	11,68	1779,22	182,625
1,2	0,485	0,27	23,7	23,97	9,01	1788,23	183
1,786	0,452	0,25	24,26	24,51	6,53	1794,76	183,267
1,167	0,487	0,54	24,82	25,36	10,59	1805,35	183,685
1,5	0,467	0,51	25,92	26,43	8,49	1813,84	184,006
∞	0,333	0,23	27,02	27,25	4,23	1818,07	184,161

линии. Площадь приведенной эпюры моментов рассматривают как фиктивно распределенную нагрузку, действующую на фиктивную балку с опорами A_Φ и $Б_\Phi$, размещенными на линиях действия крайних действительных сил P_1 и $P_к$.

Для упрощения задачи по определению прогиба распределенную фиктивную нагрузку разбивают на несколько нагрузок, которые заменяют сосредоточенными силами, приложенными в центрах тяжести соответствующих участков эпюры, действительного изгибающего момента и численно равных площадям этих участков. Наиболее удобно делить эпюры действительных изгибающих моментов на участки линиями действия сил P_i и линиями, делящими вал на участки равного диаметра. Площадь каждого участка

эпюры определяют по формуле трапеции $f_i = b_i\,(M_i + M_{i+1})/2$, где b_i — длина участка (1 см чертежа); M_i и M_{i+1} — действительный изгибающий момент в начале и конце участка (1 см чертежа). Результаты вычисления площадей участков эпюры приведены в графах 2—6 табл. 3.11.

Поскольку при прочих равных условиях прогиб вала пропорционален моменту инерции сечения вала $I = \pi d^4/64$, то для вала с переменным диаметром фиктивную нагрузку целесообразно привести к максимальному диаметру вала (в данном случае $d_{max} =$ = 8,5 см) по уравнению $P_{\Phi i} = f_i\,(d_{max}/d_i)^4$ (1 см² чертежа).

Результаты определения фиктивных сил представлены в графах 7—9 табл. 3.11. Сосредоточенная фиктивная сила $P_{\Phi i}$ приложена в центре тяжести трапеции площадью f_i. Положение центра тяжести рассчитано в графах 10—12 табл. 3.11 из выражения $x_{ц.т} = \kappa_{xi} b_i$, где $\kappa_{xi} = (\alpha_i + 2)/[3\,(\alpha_i + 1)]$; $\alpha_i = M_i/M_{i+1}$.

Опорные от фиктивных сил реакции определяют из выражений

$$Б_\Phi = -(1/a_0)\sum_{i=1}^{n} P_{\Phi i} a_i, \qquad A_\Phi = -\sum_{i=1}^{n} P_{\Phi i} - Б_\Phi,$$

где a_0 — расстояние между опорами фиктивной балки (1 см чертежа); a_i — расстояние между линиями действия опорной реакции A_Φ и фиктивной силы $P_{\Phi i}$ (1 см чертежа).

Результаты вычисления величин, необходимых для определения опорных реакций, даны в графах 13—17 табл. 3.11.

Используя эти данные, находим опорные реакции:

$$Б_\Phi = -(1/27{,}7)\ 1818{,}07 = -65{,}61 \text{ см}^2 \text{ чертежа};$$

$$A_\Phi = -184{,}2 + 65{,}6 = -118{,}61 \text{ см}^2 \text{ чертежа}.$$

Эпюру фиктивного изгибающего момента строят в той же последовательности, что и эпюру действительного изгибающего момента. При построении силового многоугольника масштаб фиктивных сил принят равным $m_\Phi = 10$ см² чертежа/1 см чертежа, а полюсное расстояние $H_2 = 10$ см. Полученная таким образом эпюра фиктивных изгибающих моментов представляет в масштабе построения упругую линию вала.

Для определения прогибов вала необходимо учесть, что в опорах A и $Б$ прогибы равны нулю. В связи с этим линии действия действительных опорных реакций продолжают до пересечения с упругой линией вала и через полученные точки A и $Б$ проводят прямую, определяющую относительное положение оси недеформированного вала. От этой прямой и отсчитывают прогибы вала на линии действия каждой силы P_i.

Значения прогибов y_i (в масштабе построения) и промежуточные величины, необходимые для определения критической частоты

вращения $n_{кр}$, приведены в графах 7—10 табл. 3.10. Используя данные таблицы, найдем

$$n_{кр} = 299 \sqrt{\left(\sum_{i=1}^{k} P_i y_i \Big/ \sum_{i=1}^{k} P_i y_i^2\right) m} =$$

$$= 299 \sqrt{65{,}51/214{,}18 \cdot 23\,450} = 25\,322 \text{ об/мин},$$

где m — масштабный множитель, определенный по выражению

$$m = EI_{max}/(m_i^3 m_p m_\phi H_1 H_2) = 2{,}15 \cdot 10^6 \cdot 255/(2{,}5^3 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 15 \cdot 10) = 23\,450,$$

в котором E — модуль упругости материала вала (для стали $E = 2{,}15$ кг/см^2); $I_{max} = (\pi d_{max}^4)/64$ — момент инерции максимального сечения вала; $I_{max} = \pi 8{,}5^4/64 = 255$ см^4.

Расчетная частота вращения ротора паровой холодильной машины $n_p = 138$ 1/с. Обычно для жестких валов $n_p < (0{,}7 \div 0{,}8)\, n_{кр}$. В нашем случае $n_p/n_{кр} = 138 \cdot 60/25\,322 = 0{,}327$. Следовательно, спроектированный ротор удовлетворяет условиям, предъявляемым к жестким валам, и может быть использован в данной машине.

В случае, если рабочая частота вращения близка к критической, необходимо увеличить диаметр наиболее нагруженных участков ротора, тем самым увеличив его жесткость, и повторить расчет.

Глава 4. ТЕПЛОВЫЕ, КОНСТРУКТИВНЫЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ АППАРАТОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

4.1. КОНДЕНСАТОРЫ

Пример 1. Расчет площади поверхности теплопередачи, основных размеров и гидравлического сопротивления горизонтального кожухотрубного конденсатора.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт	100
Температура, °С:	
кипения t_0	−15
начальная охлаждающей воды t_{w1}	17
Холодильный агент	*R*12

Приняв нагрев охлаждающей воды Δt_w и среднюю логарифмическую разность температур θ_m равными соответственно 6 и 4 °С, из уравнения $\theta_m = \Delta t_w / \ln [(t_к - t_{w_1})/(t_к - t_{w_2})]$ находим температуру конденсации

$$t_к = (t_{w2} e^{\Delta t_w/\theta_m} - t_{w1})/(e^{\Delta t_w/\theta_m} - 1) =$$

$$= (23e^{6/4} - 17)(e^{6/4} - 1) = 24{,}72 \approx 25\,°С.$$

По таблицам термодинамических свойств или диаграммам для *R*12 определяем энтальпии узловых точек цикла работы холодильной машины. При этом принимаем: температуру пара, всасываемого в компрессор, равной нулю; процесс сжатия — изоэнтропным; температуру жидкого *R*12 на выходе из конденсатора и на входе в регенеративный теплообменник равной 22 °С, а пара на выходе из испарителя −15 °С (сухой насыщенный пар).

Тепловой поток конденсатора $Q_к = (Q_0/q_0)\,\Delta i = (100/135{,}65) \times$ $\times$ 159,94 = 117,9 кВт, где q_0 — удельная холодопроизводительность цикла, кДж/кг; Δi — разность энтальпий пара на входе в конденсатор и жидкости на выходе из него, кДж/кг.

Массовый расход воды через конденсатор $G_w = Q_к/(c_w\,\Delta t_w) =$ $= 117{,}9/(4{,}183 \cdot 6) = 4{,}7$ кг/с, где c_w — удельная теплоемкость воды при средней температуре ее в конденсаторе 20 °С, кДж/(кг·К).

В качестве поверхности теплопередачи выбираем шахматный пучок из медных труб со стандартным наружным оребрением: внутренний диаметр $d_{вн} = 0{,}0132$ м; диаметры окружности выступов и впадин соответственно $d_н = 0{,}021$ м и $d_0 = 0{,}0165$ м; шаг ребер $u = 0{,}002$ м; площади наружной и внутренней поверхностей 1 м длины трубы соответственно $F'_н = 0{,}149$ м² и $F'_{вн} =$ $= 0{,}0415$ м², коэффициент оребрения $\beta = F'_н/F'_{вн} = 3{,}6$.

Приняв скорость воды в аппарате $w = 1{,}9$ м/с, определяем число труб в одном ходе: $n_1 = 4G_w/(\pi\rho_w d_{вн}^2 w) = 4 \cdot 4{,}7/(\pi \cdot 998{,}2 \times \times 0{,}0132^2 \cdot 1{,}9) \approx 18$. По этому же уравнению уточняем скорость воды при $n_1 = 18$. Получаем $w = 1{,}91$ м/с.

Для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны воды определяем числа Рейнольдса и Нуссельта: $\mathrm{Re} = wd_{вн}/\nu = 1{,}91 \times \times 0{,}0132/(1{,}006 \cdot 10^{-6}) = 25\,061$, где ν — кинематическая вязкость воды, м²/с; для турбулентного режима $\mathrm{Nu} = 0{,}021\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}43} = = 0{,}021 \cdot 25\,061^{0{,}8} \cdot 7{,}03^{0{,}43} = 160{,}5$. Коэффициент теплоотдачи со стороны воды $\alpha_w = \mathrm{Nu}\lambda/d_{вн} = 160{,}5 \cdot 0{,}597/0{,}0132 = 7261$ Вт/(м² · К), где λ — теплопроводность воды, Вт/(м · К).

Приняв суммарное термическое сопротивление стенки трубы и загрязнений равным $\sum(\delta_i/\lambda_i) = 2{,}6 \cdot 10^{-4}$ м² · К/Вт, составим уравнение для определения плотности теплового потока со стороны воды:

$$q_w = A(\theta_m - \theta_a) = \frac{\theta_m - \theta_a}{1/\alpha_w + \sum(\delta_i/\lambda_i)} =$$

$$= \frac{4 - \theta_a}{1/7261 + 2{,}6 \cdot 10^{-4}} = 2514(4 - \theta_a).$$

Для дальнейших расчетов необходимо найти плотность теплового потока $q_{вн}$. Точное значение $q_{вн}$ на данном этапе расчета установить невозможно, поэтому вычисляем ориентировочное значение q', приняв $\theta_a = 0{,}3\theta_m$. Тогда $q' = A(\theta_m - 0{,}3\theta_m) = = 0{,}7A\theta_m = 0{,}7 \cdot 2514 \cdot 4 = 7039$ Вт/м².

При расположении труб в трубной решетке в вершинах правильных треугольников и по сторонам правильных концентрических шестиугольников параметр m определится следующим образом [47]:

$$m = 0{,}75\sqrt[3]{\frac{Q_к}{q' S d_{вн}(l/D)}},$$

где m — число труб, располагаемых по большой диагонали внешнего шестиугольника; S — горизонтальный шаг труб: $S = 1{,}3d_н = = 1{,}3 \cdot 0{,}02 = 0{,}026$ м; l/D — отношение длины трубы в аппарате к диаметру трубной решетки, принимаем $l/D = 8$. Тогда

$$m = 0{,}75\sqrt[3]{117{,}9 \cdot 10^3/(7039 \cdot 0{,}027 \cdot 0{,}0132 \cdot 8)} = 13{,}53.$$

Округляя до ближайшего нечетного числа, получаем $m = 13$. Число горизонтальных рядов труб в аппарате $n_в = m = 13$, $n_в/2 \approx 6$. Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося $R12$, отнесенный к внутренней поверхности труб,

$$\alpha_a = 0{,}72\sqrt[4]{\Delta i\,\rho^2\lambda^3 g/(\mu d_0)}(n_в/2)^{-0{,}167}\beta\theta_a^{-0{,}25}\psi_p =$$

$$= 0{,}72\sqrt[4]{159{,}94 \cdot 10^3 \cdot 1309^2 \cdot 0{,}0691^3 \cdot 9{,}81/(2{,}57 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}0165)} \times$$

$$\times 6^{-0{,}167} \cdot 3{,}6\theta_a^{-0{,}25} \cdot 1{,}609 = 11\,759\theta_a^{-0{,}25},$$

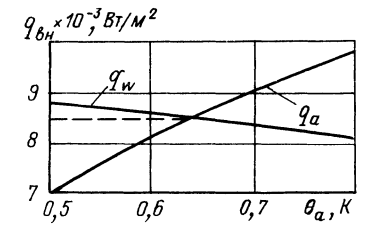


Рис. 4.1. Графоаналитическое определение плотности теплового потока в горизонтальном кожухотрубном конденсаторе

где $\Delta i = q_к = 159{,}94$ кДж/кг — разность энтальпий $R12$ на входе и выходе из конденсатора; плотность ρ, кг/м³, теплопроводность λ, Вт/(м·К), и динамическая вязкость μ, Па·с взяты для насыщенной жидкости $R12$ при температуре 25 °С; θ_a — разность температур конденсации и стенки трубы, °С; $\Phi_р$ — коэффициент, учитывающий различные условия конденсации на горизонтальных и вертикальных участках поверхности трубы: $\Phi_р = 1{,}3\,(F'_в/F'_н)\,E^{0{,}75}\,(d_0/h'_р) + F'_г + F'_н = 1{,}3\,(0{,}139/0{,}149) \times \times (0{,}0165/0{,}0063) + 0{,}01/0{,}149 = 1{,}609$; $F'_в$ — площадь поверхности вертикальных участков ребер на 1 м длины трубы: $F'_в = \pi\,(d_н^2 - d_0^2)/[2u\cos(\alpha/2)] = \pi\,(0{,}021^2 - 0{,}0165^2)/(2 \cdot 0{,}002 \times \times \cos 17°\,30') = 0{,}139$ м²; $\alpha = 35°$ — угол при вершине ребра; $F'_г$ — площадь поверхности горизонтальных участков трубы длиной 1 м: $F'_г = F'_н - F'_в = 0{,}149 - 0{,}139 = 0{,}01$ м²; $h'_р$ — приведенная высота ребра: $h'_р = 0{,}25\pi\,(d_н^2 - d_0^2)/d_н = 0{,}25\pi \times \times (0{,}021^2 - 0{,}0165^2)/0{,}021 = 0{,}0063$ м; E — эффективность ребра для низких накатных ребер: $E = 1$.

Плотность теплового потока со стороны $R12$ определяется следующим уравнением общего вида: $q_a = B\theta_a^k$. В нашем случае $q_a = \alpha_a\theta_a = 11\,759\theta_a^{-0{,}25}\theta_a = 11\,759\theta_a^{0{,}75}$. Таким образом, получены уравнения для определения плотности теплового потока. Перепишем их в общем и конкретном виде:

$$\left.\begin{aligned} q_w &= A\,(\theta_m - \theta_a) = 2514\,(4 - \theta_a); \\ q_a &= B\theta_a^k = 11\,759\theta_a^{0{,}75}. \end{aligned}\right\}$$

Данная система уравнений является трансцендентной относительно q и θ_a. Наглядный и достаточно точный результат дает графоаналитический метод, основанный на том факте, что в установившемся режиме работы аппарата имеет место равенство $q_w = q_a = q_{вн}$. Это позволяет определить фактическое значение плотности теплового потока $q_{вн}$ как ординату точки пересечения графических зависимостей $q_w = 2514\,(4 - \theta_a)$ и $q_a = 11\,759\theta_a^{0{,}75}$ в координатных осях θ_a-q. Для построения упомянутых зависимостей предварительно вычисляют значение q для ряда значений θ_a. Результаты такого расчета приведены ниже.

θ_a, °С	0,5	0,6	0,7	0,8
$q_w = 2514\,(4 - \theta_a)$, Вт/м²	8799	—	—	8045
$q_a = 11\,759\theta_a^{0{,}75}$, Вт/м²	6992	8016	8999	9947

По этим данным построены кривые $q_w = f(\theta_a)$ и $q_a = \varphi(\theta_a)$ на рис. 4.1. Точка пересечения кривых определяет значение $q_{вн} = 8400$ Вт/м².

Более точное значение $q_{вн}$ находят по итерационному выражению *

$$q_{вн} = \frac{(x-1)(q')^x + \theta_m B^x}{x(q')^{x-1} + B^x/A},$$

где введено обозначение $x = 1/k = 1/0{,}75 = 1{,}333$. Остальные параметры итерационного выражения вычислены ранее и имеют следующие значения: $A = 2514$; $B = 11\,759$, $\theta_m = 4$, $q' = 7039$ Вт/м². После подстановки получаем для первого итерационного шага

$$q_{вн1} = \frac{(1{,}33-1)\,7039^{1{,}333} + 4 \cdot 11\,759^{1{,}333}}{1{,}333 \cdot 7039^{1{,}333-1} + 11\,759^{1{,}333}/2514} = 8449 \text{ Вт/м}^2.$$

Подставив в исходное итерационное выражение вместо q' значение $q_{вн1}$, получим для второго итерационного шага $q_{вн2} = 8440$ Вт/м². Относительная погрешность составляет $\delta q = (q_{вн1} - q_{вн2})/q_{вн2} = (8449 - 8440)/8440 = 1{,}07 \cdot 10^{-3}$ или 0,107 %. Ввиду достаточной точности итерационный процесс прекращаем и принимаем $q_{вн} = 8440$ Вт/м².

Ранее было получено $m = 13$, тогда общее число труб в аппарате будет равно $n = 0{,}75m^2 + 0{,}25 = 0{,}75 \cdot 13^2 + 0{,}25 = 127$.

Число ходов в аппарате по воде $z = n/n_1 = 127/18 = 7{,}05$. Принимаем $z = 8$, тогда $n = 18 \cdot 8 = 144$. При $m = 13$ $n = 127$, т. е. меньше 144, поэтому принимаем $m = 15$. Тогда $n = 0{,}75 \times \times 15^2 + 0{,}25 = 169$.

Для того чтобы использовать часть аппарата под ресивер, освобождаем трубный пучок от трех нижних рядов. Число исключенных труб

$$n_{иск} = i\frac{m+1}{2} + [1 + 2 + \cdots + (i-1)] = 3\frac{15+1}{2} + 1 + 2 = 27,$$

где i — число исключаемых рядов труб.

Число оставшихся труб $n_{ост} = n - n_{иск} = 169 - 27 = 142$. Недостающие до 144 две трубы размещаем в верхней части аппарата.

Диаметр трубной решетки $D = ms = 15 \cdot 0{,}026 = 0{,}4$ м. Для изготовления кожуха аппарата выбираем трубу с наружным диаметром 426 мм и толщиной стенки 9 мм.

Площадь внутренней поверхности теплопередачи $F_{вн} = Q_к/q_{вн} = 117{,}9 \cdot 10^3/8440 = 13{,}97$ м².

Длина одной трубы в аппарате $l = F_{вн}/(\pi d_{вн} n) = 13{,}97/(\pi\, 0{,}0132 \cdot 144) = 2{,}34$ м.

---

* **Герасимов Е. Д.** Совершенствование алгоритма расчета конденсаторов и испарителей холодильных машин// Холодильная техника. 1986. № 8. С. 35—37.

Отношение $l/D = 2{,}34/0{,}4 = 5{,}87$. Это приемлемо, так как для современных аппаратов средние значения l/D лежат в пределах 4—8.

Определяем гидравлическое сопротивление протеканию воды в трубах конденсатора [35]:

$$\Delta p = \{0{,}042\varepsilon_ш/[(wd_{вн})^{0{,}25}(t_w + 40)^{0{,}35}](l/d_{вн}) + 1{,}75\} \times$$
$$\times (zw^2\rho_w/2) = \{0{,}042 \cdot 1/[(1{,}9 \cdot 0{,}0132)^{0{,}25}(20 + 40)^{0{,}35}] \times$$
$$\times (2{,}66/0{,}0132) + 1{,}75\}(8 \cdot 2{,}15^2 \cdot 998{,}2/2) =$$
$$= 123\,096 \text{ Па} \approx 0{,}123 \text{ МПа},$$

где $\varepsilon_ш$ — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности труб. Для медных труб $\varepsilon_ш = 1$.

Пример 2. Расчет площади поверхности вертикального кожухотрубного конденсатора.

Исходные данные

Тепловой поток $Q_к$, кВт	320
Температура, °С:	
конденсации $t_к$	30
охлаждающей воды t_{w1}	21
Холодильный агент	*R*717

Приняв нагрев воды в конденсаторе $\Delta t_w = 6$ °С, определим среднюю логарифмическую разность температур: $\theta_m = \Delta t_w/\ln(t_к - t_{w1})/(t_к - t_{w2}) = 6/\ln(30 - 21)/(30 - 27) = 5{,}46$ °С.

Расход охлаждающей воды $G_w = Q_к/(\Delta t_w c_w) = 320/(6 \times 4{,}182) = 12{,}75$ кг/с.

В качестве элемента теплопередающей поверхности принимаем стальную гладкую трубу длиной 4 м с наружным диаметром $d_н = 0{,}057$ м и внутренним диаметром $d_{вн} = 0{,}051$ м.

Для вычисления коэффициента теплоотдачи со стороны воды используем уравнения подобия для жидкости, стекающей пленкой, при условии $\text{Re}_{пл} \geqslant 200$ $\text{Nu}_{пл} = 0{,}01\,(\text{Ga}_{пл}\text{Pr}_{пл}\text{Re}_{пл})^{1/3}$.

Определяем теплофизические свойства воды при средней температуре пленки $t_w = (t_{w1} + t_{w2})/2 = (21 + 27)/2 = 24$ °С:

кинематическая вязкость $\nu = 0{,}916 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

динамическая вязкость $\mu = 912{,}4 \cdot 10^{-6}$ Па·с;

теплопроводность $\lambda = 0{,}6073$ Вт/(м·К);

число Прандтля $\text{Pr} = 6{,}3$;

число Галилея $\text{Ga}_{пл} = gH^3/\nu^2 = 9{,}81 \cdot 4^3/(0{,}916 \cdot 10^{-6})^2 = 7{,}48 \cdot 10^{14}$, где $H = 4$ м — принятая высота аппарата.

Число Рейнольдса представляем как функцию от плотности теплового потока $q_{вн}$, так как значение последней неизвестно на данном этапе расчета: $\text{Re}_{пл} = 4\Gamma_l/\mu = 4G_w q_{w\,вн} H/(Q_к \mu) = 4 \times 12{,}75 \cdot q_{w\,вн} \cdot 4/(320 \cdot 10^3 \cdot 912{,}4 \cdot 10^{-6}) = 0{,}699 q_{w\,вн}$, где Γ_l — расход воды на 1 м омываемого периметра труб, кг/(м·с).

Число Нуссельта $Nu_{пл} = 0{,}01\,(7{,}48\cdot10^{14}\cdot6{,}3\cdot0{,}699q_{w\,вн})^{1/3} = 1488q_{w\,вн}^{1/3}$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды $\alpha_w = Nu_{пл}\lambda/H = 1488\cdot0{,}6073q_{w\,вн}^{1/3}/4 = 226q_{w\,вн}^{1/3}$.

Плотность теплового потока со стороны воды $q_w = \theta_w/[1/\alpha_w + \sum(\delta_i/\lambda_i)] = (\theta_m - \theta_a)/(1/226q_{w\,вн}^{1/3} + 0{,}6\cdot10^{-3}) = (5{,}46 - \theta_a)/(4{,}43\cdot10^{-3}q_{w\,вн}^{1/3} + 0{,}6\cdot10^{-3})$, где θ_w — разность температуры стенки трубы и средней температуры воды, °С; θ_a — разность температур конденсации и стенки трубы; $\sum(\delta_i/\lambda_i) = 0{,}6\cdot10^{-3}$ м²·К/Вт — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений.

После преобразования получаем $4{,}43\cdot10^{-3}q_{w\,вн}^{2/3} + 0{,}6\cdot10^{-3}\times q_{w\,вн} + \theta_a - 5{,}46 = 0$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны холодильного агента определяем по формуле Нуссельта с поправкой на волновой режим движения пленки ε_v:

$$\alpha_a = 0{,}943\sqrt[4]{r\rho^2\lambda^3g/(\mu H\theta_a)}\,(d_н/d_{вн})\,\varepsilon_v.$$

Теплофизические свойства жидкого аммиака при температуре 30 °С: теплота парообразования $r = 1146{,}34$ кДж/кг; плотность $\rho = 595{,}2$ кг/м³; теплопроводность $\lambda = 0{,}4745$ Вт/(м·К); динамическая вязкость $\mu = 0{,}1373\cdot10^{-3}$ Па·с; кинематическая вязкость $\nu = 0{,}23\cdot10^{-6}$ м²/с.

Поправка $\varepsilon_v = (Re/4)^{0{,}04}$, где число Рейнольдса определяется по формуле $Re = 4q_{a\,вн}H/(r\mu) = 4\cdot4/(1146{,}34\cdot10^3\cdot0{,}1373\cdot10^{-3})\times q_{a\,вн} = 0{,}1q_{a\,вн}$.

Подстановка найденных величин в уравнение для α_a дает

$$\alpha_a = 0{,}943\sqrt[4]{1146{,}34\cdot10^3\cdot595{,}2^2\cdot0{,}4745^3\cdot9{,}81/(0{,}1373\cdot10^{-3}\cdot4\theta_a)}\times$$

$$\times0{,}057/0{,}051\,(0{,}1q_{a\,вн}/4)^{0{,}04} = 4797q_{a\,вн}^{0{,}04}\theta_a^{-0{,}25}.$$

Плотность теплового потока со стороны конденсирующегося аммиака $q_a = \alpha_a\theta_a = 4797q_{a\,вн}^{0{,}04}\theta_a^{-0{,}25}\theta_a$ или после преобразования $q_{a\,вн} = 6829\theta_a^{0{,}75}$. Определяем плотность теплового потока в аппарате графическим решением системы уравнений

$$4{,}43\cdot10^{-3}q_{w\,вн}^{2/3} + 0{,}6\cdot10^{-3}q_{w\,вн} + \theta_a - 5{,}46 = 0,$$

$$q_a - 6829\theta_a^{0{,}75} = 0.$$

С целью построения графиков для ряда принимаемых значений $q_{w\,вн}$ определяем θ_a из первого уравнения, затем для каждого полученного значения θ_a находим q_a из второго уравнения. Результаты расчета даны ниже.

q_w, Вт/м²	4500	5000	5500	6000
θ_a, °С	1,55	1,16	0,78	0,4
q_a, Вт/м²	9624	7691	5624	3324

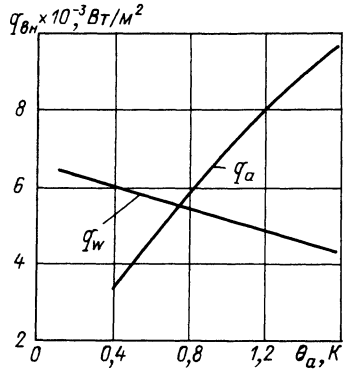


Рис. 4.2. Графоаналитическое определение плотности теплового потока в вертикальном кожухотрубном конденсаторе

По этим данным в координатах $\theta_а$ — $q_{вн}$ строим кривые $q_w = f(\theta_а)$ и $q_а = \varphi(\theta_а)$, ордината точки пересечения которых соответствует искомому значению $q_{вн}$. Согласно рис. 4.2 находим $q_{вн} = 5524$ Вт/м².

Площадь внутренней поверхности теплообмена $F_{вн} = Q_к/q_{вн} = 320\,000/5524 = 58$ м².

Для определения конструктивных параметров принимаем: шаг труб $S = 1{,}3d_н = 1{,}3 \cdot 0{,}057 = 0{,}074$ м; отношение длины трубы к диаметру трубной решетки $k = 4{,}9$.

Параметр m

$$m = 0{,}75\sqrt[3]{F_{вн}/(d_{вн}kS)} = 0{,}75\sqrt[3]{58/(0{,}051 \cdot 4{,}9 \cdot 0{,}074)} = 10{,}98.$$

Принимаем $m = 11$, тогда общее число труб в аппарате $n = 0{,}75m^2 + 0{,}25 = 0{,}75 \cdot 11^2 + 0{,}25 = 91$.

Диаметр трубной решетки $D = mS = 11 \cdot 0{,}074 = 0{,}814$ м.

Длина трубы в аппарате $l = kD = 4{,}9 \cdot 0{,}814 = 3{,}99 \approx 4$ м.

Проверяем площадь поверхности теплообмена: $F_{вн} = \pi d_{вн} l n = \pi 0{,}051 \cdot 4 \cdot 91 = 58{,}32$ м², что близко к значению $F_{вн}$, найденному в ходе теплового расчета.

Полученные размеры аппарата можно считать окончательными. В случае значительного расхождения принятых в начале расчета высоты H и длины l трубы следует произвести повторный тепловой расчет при откорректированной величине H.

Пример 3. Расчет площади поверхности теплопередачи оросительного конденсатора с промежуточным отводом жидкости.

Исходные данные

Тепловой поток $Q_к$, кВт	350
Температура, °С:	
охлаждающей воды $t_{св}$	21
наружного воздуха $t_н$	25
Относительная влажность воздуха φ_1, %	50
Холодильный агент	*R*717

Поверхность теплопередачи образована из гладких стальных труб, у которых $d_н = 57$ мм и $d_{вн} = 50$ мм.

Принимаем нагрев воды на поверхности конденсатора равным $\Delta t = 3$ °С, а среднюю температуру воды $t_{ср}$ на 5 °С выше температуры предела охлаждения $t_а$. Значение последней определяем по диаграмме влажность — энтальпия для влажного воздуха: $t_а = 18$ °С. Тогда $t_{ср} = t_а + 5 = 18 + 5 = 23$ °С.

Температура воды, подаваемой на орошение t_1 и сливающейся в поддон t_2: $t_1 = t_{ср} - 0{,}5\Delta t = 23 - 0{,}5 \cdot 3 = 21{,}5$ °С; $t_2 = t_{ср} + 0{,}5\Delta t = 23 + 0{,}5 \cdot 3 = 24{,}5$ °С.

Приняв среднюю логарифмическую разность температур θ_m равной 4 °С, определим температуру конденсации:

$$t_к = (t_2 e^{\Delta t/\theta_m} - t_1)/(e^{\Delta t/\theta_m} - 1) = (24{,}5e^{3/4} - 21{,}5)/(e^{3/4} - 1) = 27{,}2\,°С.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны рабочего тела $\alpha_а = 2100\theta_а^{-0{,}167} d_{вн}^{-0{,}25} = 2100\theta_а^{-0{,}167} \cdot 0{,}05^{-0{,}25} = 4441\theta_а^{-0{,}167}$.

Плотность теплового потока $q_{а\,вн} = \alpha_а \theta_а = 4441\theta_а^{-0{,}167}\theta_а = 4441\theta_а^{0{,}833}$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды при отношении шага труб к диаметру 1,7—2 определяем по уравнению подобия $Nu_{пл} = 0{,}1 Re_{пл}^{0{,}63} Pr^{0{,}48}$.

Теплофизические свойства воды при средней температуре 23 °С: $\rho = 997{,}4$ кг/м³, $c = 4{,}18$ кДж/(кг·К), $\lambda = 0{,}601$ Вт/(м·К), $\mu = 943{,}2 \cdot 10^{-6}$ Н·с/м²; $\nu = 0{,}946 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr = 6{,}56$.

Принимаем расход воды на 1 м длины одной прямой трубы с учетом ее двустороннего смывания $\Gamma_l = 0{,}26$ кг/(м·с).

Толщина пленки стекающей воды

$$\delta_{пл} = 1{,}94\sqrt[3]{\mu\Gamma_l/(g\rho^2)} = 1{,}94\sqrt[3]{943{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}26/(9{,}8 \cdot 997{,}4^2)} = 5{,}68 \cdot 10^{-4}\ м.$$

Определяющий размер $d_э = 4\delta_{пл} = 4 \cdot 5{,}68 \cdot 10^{-4} = 2{,}27 \cdot 10^{-3}$ м.

Средняя скорость стекания пленки воды $w_{ср} = \Gamma_l/(\rho\delta_{пл}) = 0{,}26/(997{,}4 \cdot 5{,}68 \cdot 10^{-4}) = 0{,}459$ м/с.

Число Рейнольдса $Re_{пл} = w_{ср} d_э/\nu = 0{,}459 \cdot 2{,}27 \cdot 10^{-3}/0{,}946 \times \times 10^{-6} = 1101{,}3$.

Число Нуссельта $Nu_{пл} = 0{,}1 \cdot 1101{,}3^{0{,}63} \cdot 6{,}56^{0{,}48} = 20{,}35$.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_w = Nu_{пл}\lambda/d_э = 20{,}35 \cdot 0{,}601/2{,}27 \times \times 10^{-3} = 5387$ Вт/(м²·К).

Плотность теплового потока со стороны воды $q_w = \theta_w/[d_{вн}/(\alpha_w d_н) + \sum(\delta_i/\lambda_i)] = (\theta_m - \theta_а)/(1/5387 \cdot 0{,}05/0{,}057 + + 1{,}1 \cdot 10^{-3}) = 792\,(4 - \theta_а)$, где $\sum(\delta_i/\lambda_i)$ — сумма термических сопротивлений слоя масла, краски и водяного камня:

$$\sum(\delta_i/\lambda_i) = \delta_м/\lambda_м + \delta_{кр}/\lambda_{кр} + \delta_{вн}/\lambda_{вк} = 0{,}06 \cdot 10^{-3}/0{,}12 + 0{,}1 \cdot 10^{-3}/0{,}58 + 0{,}6 \cdot 10^{-3}/1{,}5 = 1{,}1 \cdot 10^{-3}\ м^2 \cdot К/Вт.$$

Определим плотность теплового потока в аппарате графоаналитическим методом. Для этого произведем расчеты q_w и $q_а$ в зависимости от $\theta_а$, результаты которых представлены ниже.

$\theta_а$, °С	0,4	0,5	0,6	0,7
$q_w = 792\,(4 - \theta_а)$, Вт/м²	2851	—	—	2614
$q_а = 4441\theta_а^{0{,}833}$ Вт/м²	2070	2493	2902	3299

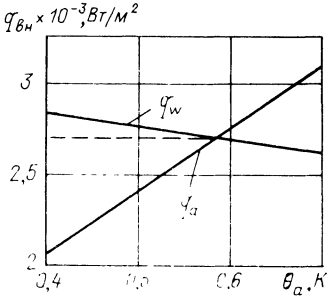


Рис. 4.3. Графоаналитическое определение плотности теплового потока оросительного конденсатора

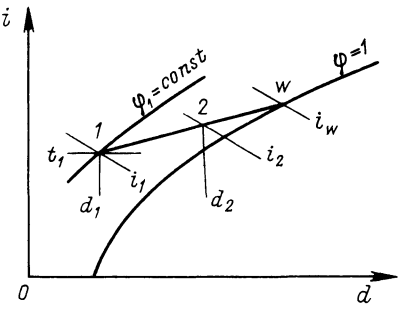


Рис. 4.4. Процессы изменения состояния влажного воздуха в испарительном конденсаторе

Состояние воздуха: *1* — на входе в конденсатор; *2* — на выходе из конденсатора; *w* — насыщенного при средней температуре воды в конденсаторе

По этим данным строим кривые $q_w = f(\theta_a)$ и $q_a = \varphi(\theta_a)$ на рис. 4.3, согласно которому $q_{вн} = 2727$ Вт/м².

Площадь поверхности теплообмена.

внутренняя $F_{вн} = Q_к/q_{вн} = 350\,000/2727 = 128{,}35$ м²;

наружная $F_н = F_{вн}d_н/d_{вн} = 128.35 \cdot 57/50 = 146{,}3$ м².

Количество теплоты, передаваемое наружному воздуху, $Q_в = F_н\sigma\beta\ (i''_{ср} - i_1) = 146{,}3 \cdot 0{,}02 \cdot 2\ (66{,}99 - 49{,}4) = 102{,}9$ кВт, где $\sigma = \alpha_в/c_р = 20/1020 \approx 0{,}02$ кг/(м²·с) — коэффициент испарения; $\alpha_в = 20$ Вт/(м²·К) — принятый коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха; $c_р = 1020$ Дж/(кг·К) — средняя теплоемкость воздуха; $\beta = 2$ — коэффициент, учитывающий увеличение поверхности испарения в результате образования струй и капель; $i''_{ср} = 66{,}99$ кДж/кг — энтальпия насыщенного воздуха при средней температуре воды $t_{ср} = 23$ °С; $i_1 = 49{,}4$ кДж/кг — энтальпия окружающего воздуха при $t_н = 25$ °С и $\varphi_1 = 50$ %.

Масса испарившейся воды $G_{исп} = F_н\sigma\beta\ (d''_{ср} - d_1) = 146{,}3 \times \times 0{,}02 \cdot 2\ (0{,}018 - 0{,}01) = 0{,}0468$ кг/с, где $d''_{ср} = 0{,}018$ кг/кг — влагосодержание насыщенного воздуха при $t_{ср} = 23$ °С; $d_1 = = 0{,}01$ кг/кг — влагосодержание наружного воздуха.

Расход воды на орошение конденсатора $G = (Q_к - Q_в + + G_{исп}c_р t_2)/[c_р\ (t_2 - t_1)] = (350 - 102{,}9 + 0{,}0468 \cdot 4{,}18 \cdot 24{,}5)/ [4{,}18\ (24{,}5 - 21{,}5)] = 20{,}09$ кг/с.

Отношение расхода свежей воды к общему ее расходу $\xi = = G_{св}/G = \Delta t/(t_2 - t_{св}) = 3/(24{,}5 - 21) = 0{,}857$, отсюда расход свежей воды $G_{св} = \xi G = 0{,}857 \cdot 20{,}09 = 17{,}2$ кг/с.

Расход сбросной воды $G_{сл} = G_{св} - G_{исп} = 17{,}2 - 0{,}0468 = = 17{,}15$ кг/с.

Основные размеры конденсатора следующие:

произведение числа секций на длину прямого участка трубы $n_с l = G/2\Gamma_1 = 20{,}09/(2 \cdot 0{,}26) = 38{,}63$ м, принимаем число сек-

ций $n_c = 7$; тогда длина одной трубы $l = n_c l/n_c = 38{,}63/7 = 5{,}52$ м;

поверхность одной секции $F_{н1} = F_н/n_c = 146{,}3/7 = 20{,}9$ м²;

длина труб в одной секции $L_1 = F_{н1}/(\pi d_н) = 20{,}9/(\pi 0{,}057) = 116{,}7$ м;

число труб в одной секции $n_1 = L_1/l = 116{,}7/5{,}52 = 21{,}1$, принимаем $n_1 = 21$.

При шаге труб $S = 1{,}7 d_н = 1{,}7 \cdot 0{,}057 = 0{,}0960 \approx 0{,}1$ м высота аппарата $H = (n_1 - 1)\, S + d_н = (21 - 1)\, 0{,}1 + 0{,}057 = 2{,}057$ м.

Пример 4. Расчет площади поверхности теплопередачи и геометрических параметров основной секции испарительного конденсатора.

Исходные данные

Тепловой поток $Q_к$, кВт	250
Температура наружного воздуха t_1, °С	25
Относительная влажность воздуха φ_1, %	60
Холодильный агент	*R*717

В качестве элемента поверхности теплопередачи принимаем гладкую стальную трубу диаметром 25×2 мм.

По диаграмме $d = i$ (рис. 4.4) определяем параметры наружного воздуха: $i_1 = 54{,}4$ кДж/кг; $d_1 = 0{,}012$ кг/кг. Температура предела охлаждения $t_а = 20$ °С.

Принимаем расчетную температуру конденсации

$$t_к = t_а + 15 = 20 + 15 = 35\ °C.$$

Массовый расход воздуха определяем по приближенной эмпирической зависимости $G_в = 3{,}25 \rho_в Q_к \cdot 10^{-2} = 3{,}25 \cdot 1{,}14 \cdot 250 \cdot 10^{-2} = 9{,}26$ кг/с, где $\rho_в$ — плотность воздуха при T_1 и φ_1: $\rho_в = p\,(1 + d_1)/[RT_1\,(1 + 1{,}61 d_1)] = 9{,}81 \cdot 10^4\,(1 + 0{,}012)/[287 \cdot 298\,(1 + 1{,}61 \cdot 0{,}012) = 1{,}14$ кг/м³.

Энтальпия воздуха после конденсатора $i_2 = i_1 + Q_к/G_в = 54{,}4 + 250/9{,}26 = 81{,}4$ кДж/кг.

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде, стекающей пленкой $\alpha_ω = 0{,}85 \cdot 9750 \Gamma_l^{1/3} = 0{,}85 \cdot 9750 \cdot 0{,}05^{1/3} = 3053$ Вт/(м² · К), где $\Gamma_l = 0{,}05$ кг/(м · с) — интенсивность орошения на 1 м горизонтальной трубы с одной ее стороны; 0,85 — коэффициент, учитывающий неравномерность орошения труб водой.

Площадь поверхности теплопередачи $F_н$ определяем в такой последовательности. Принимаем ориентировочное значение $q_н$ и находим $F_н$ по условию теплопередачи от аммиака к воде. Далее определяем параметры воды и воздуха в конденсаторе и значение $F_н$ по условиям тепло- и массообмена между ними. В случае различия значений $F_н$ более чем на 3 % принимаем другое значение $q_н$ и повторяем расчет.

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося аммиака $\alpha_а = 21006_а^{-0,167} d_{вн}^{-0,25}$, или $\alpha_а = 9733 q_{а\,вн}^{-0,2} d_{вн}^{-0,3}$.

Для дальнейшего расчета необходимо принять значение плотности теплового потока. При этом можно использовать следующие рекомендации [13]: для *R*717 $q_н = 2400 \div 4000$ Вт/м², для *R*22 2100—3200; для *R*12 1950—3000. Принимаем $q_н = 3600$ Вт/м², тогда $q_{а.\,вн} = q_н d_н / d_{вн} = 3600 \cdot 25/21 = 4286$ Вт/м², $\alpha_а = 9733 \times$ $\times 4286^{-0,2} \cdot 0,021^{-0,3} = 5823$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплопередачи от аммиака к воде при принятом значении термического сопротивления загрязнений $R_{загр} = 0,6 \cdot 10^{-3}$ (м²·К)/Вт составляет

$$K_н = 1/[1/\alpha_а (d_н/d_{вн}) + R_{загр} + 1/\alpha_w] = 1/(1/5823)(25/21) +$$

$$+ 0,6 \cdot 10^{-3} + 1/3053 = 883 \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средняя температура воды в конденсаторе t_w определяется из уравнения $q_н = (t_к - t_w) K_н$:

$$t_w = t_к - q_н/K_н = 35 - 3600/883 \approx 31 \ ^\circ\text{C}.$$

Энтальпия насыщенного воздуха при этой температуре $i_w =$ $= 106,13$ кДж/кг.

Разность энтальпий насыщенного воздуха при температуре t_w и воздуха в среднем состоянии: $i_w - i_{ср} = (i_2 - i_1)/\ln [(i_w - i_1)/(i_w - i_2)] = (81,4 - 54,4)/\ln [(106,13 - 54,4)/(106,13 - 81,4)] = 36,58$ кДж/кг.

Энтальпия воздуха в среднем состоянии $i_{ср} = i_w - (i_w - i_{ср}) = 106,13 - 36,58 = 69,55$ кДж/кг. Этому состоянию воздуха соответствуют следующие параметры: $t_{ср} = 27$ °С; $c_в =$ $= 1,05$ кДж/(кг·К); $\lambda = 2,65 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); $\nu = 15,7 \cdot 10^{-6}$ м²/с; Pr = 0,7.

Площадь наружной поверхности основной секции конденсатора $F_н = Q_к/q_н = 250\,000/3600 = 69,4$ м². Это значение $F_н$ следует проверить по условиям тепло- и массообмена между водой и воздухом: $F_н = G_в/(A\sigma\beta) \ln [(i_w - i_1)/(i_w - i_2)]$.

Значение коэффициента A выбираем в зависимости от t_w.

t_w, °С	10	15	20	25	30	35
A	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94

В данном случае для $t_w = 31$ °С принимаем $A = 0,95$.

Коэффициент β, учитывающий увеличение площади наружной поверхности водяной пленки за счет струй и капель воды, выбирают в пределах 1,5—2. Принимаем $\beta = 1,6$.

Для расчета коэффициента испарения σ определяем коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании воздухом шахматного пучка гладких труб. Для этого случая уравнение подобия имеет вид $Nu = c Re^m Pr^{0,34} \varepsilon_z$.

Определяем число Рейнольдса, приняв скорость воздуха в живом сечении пучка равной 3,8 м/с: $\mathrm{Re} = wd_н/\nu = 3{,}8 \times \times 0{,}025/(15{,}7 \cdot 10^{-6}) = 6051$.

Для переходного режима движения $c = 0{,}4$ и $m = 0{,}6$. Принимаем число рядов труб по ходу воздуха $z = 8$, тогда $\varepsilon_z = 0{,}96$.

Число Нуссельта $\mathrm{Nu} = 0{,}4 \cdot 6051^{0{,}6} \cdot 0{,}7^{0{,}34} \cdot 0{,}96 = 63{,}2$.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_в = \mathrm{Nu}\lambda/d_н = 63{,}2 \cdot 2{,}65 \times \times 10^{-2}/0{,}025 = 67$ Вт/(м^2·К).

Коэффициент испарения $\sigma = \alpha_в/c_в = 67/1050 = 0{,}0638$ кг/(м^2·с).

Площадь наружной поверхности аппарата, определяемая по условиям тепло- и массообмена между водой и воздухом $F_н = = 9{,}26/(0{,}95 \cdot 0{,}0638 \cdot 1{,}6) \ln [(106{,}13 - 54{,}4)/(106{,}13 - 81{,}4)] = = 70{,}47$ м^2.

Таким образом, оба значения $F_н$ (69,4 и 70,47) практически одинаковы и можно принять $F_н = 70$ м^2. В случае их существенного различия следует изменить значение $q_н$ и повторить расчет.

Расход циркулирующей воды $G_w = 2{,}3Q_к/100 = 2{,}3 \cdot 250/100 = = 5{,}75$ кг/с.

Расход испарившейся воды, увеличенный на 10 % для учета уноса капель воздухом, $G_{исп} = 1{,}1G_в\,(d_2 - d_1) = 1{,}1 \cdot 9{,}26 \times \times (0{,}02 - 0{,}012) = 0{,}0815$ кг/с.

Основные размеры аппарата следующие:

произведение длины горизонтального участка трубы l на число параллельно орошаемых секций $n_с$:

$ln_с = G_w/(2\Gamma_1) = 5{,}75/(2 \cdot 0{,}05) = 57{,}5$ м, принимаем $l = 2{,}9$ м; тогда $n_с = 57{,}5/l = 57{,}5/2{,}9 = 19{,}8 \approx 20$;

ширина фронтального сечения при горизонтальном шаге труб $S_1 = (2 \div 2{,}3)\,d_н = 0{,}058$ м: $b = n_с S_1 = 20 \cdot 0{,}058 = 1{,}16$ м;

число горизонтальных труб в одной секции z определяем из уравнения $F_н = \pi d_н n_с l z$:

$$z = F_н/(\pi d_н n_с l) = 70/(\pi 0{,}025 \cdot 20 \cdot 2{,}9) = 15{,}37 \approx 16;$$

высота теплообменного пучка при вертикальном шаге $S_2 = = (1{,}1 \div 1{,}15)\,d_н = 0{,}028$ м: $H = S_2 z = 0{,}028 \cdot 16 = 0{,}448$ м.

Проверяем скорость воздуха в живом сечении. Площадь фронтального сечения $F_{фр} = lb = 2{,}9 \cdot 1{,}16 = 3{,}364$ м^2.

Площадь проекций труб на фронтальное сечение $F_{тр} = = n_с l d_н = 57{,}5 \cdot 0{,}025 = 1{,}437$ м^2. Площадь живого сечения $F_{ж.с} = F_{фр} - F_{тр} = 3{,}364 - 1{,}437 = 1{,}927$ м^2. Скорость воздуха в живом сечении $w = G_в/(\rho_в F_{ж.с}) = 9{,}26/(1{,}14 \cdot 1{,}927) = = 4{,}2$ м/с. Полученное значение близко к скорости воздуха, принятой при расчете α_w (3,8 м/с). Методика расчета аэродинамического сопротивления аппарата и подбора вентиляторов изложена в работе [13].

Пример 5. Расчет площади поверхности теплопередачи конденсатора воздушного охлаждения.

Исходные данные

Тепловой поток $Q_к$, кВт	180
Температура, °С:	
наружного воздуха t_1	25
конденсации $t_к$	42
Холодильный агент	*R*22
Разность энтальпий холодильного агента на входе и выходе из конденсатора Δi, кДж/кг	212

Выбираем конструкцию Гипронефтемаша. Теплообменная поверхность представляет собой шахматный пучок, составленный из биметаллических труб с наружным оребрением, имеющим следующую характеристику: внутренний диаметр $d_{вн} = 0{,}021$ м; диаметр окружности по основанию ребер $d_0 = 0{,}028$ м; диаметр ребер $D = 0{,}049$ м; наружная оребренная поверхность 1 м длины трубы $F'_{ор} = 0{,}79$ м^2, шаг ребер $u = 0{,}0035$ м; средняя толщина ребра $\delta_{ср} = 0{,}0085$ м. Шаг труб в пучке во фронтальном сечении по воздуху $S_{фр} = 0{,}052$ м; продольный шаг труб по ходу воздуха $S_{пр} = 0{,}045$ м.

Принимаем нагрев воздуха $\Delta t_в = 8$ °С, тогда $t_2 = t_1 + 8 = 25 + 8 = 33$ °С. Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_m = (t_2 - t_1)/\ln[(t_к - t_1)/(t_к - t_2)] =$$

$$= (33 - 25)/\ln[(42 - 25)/(42 - 33)] = 12{,}6\ °С.$$

Массовый $G_в$ и объемный $V_в$ расходы воздуха: $G_в = Q_к/c_в (t_2 - t_1) = 180\,000/[1007\,(33 - 25)] = 22{,}34$ кг/с; $V_в = G_в/\rho_в = 22{,}34/1{,}29 = 17{,}32$ м^3/с.

Для определения истинного (конвективного) коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха воспользуемся уравнением

$$\mathrm{Nu} = cc_z c_s (d_0/u)^{-0{,}54} (h/u)^{-0{,}14} \mathrm{Re}^n.$$

Критерий Рейнольдса при скорости воздуха в узком сечении $w_в = 9$ м/с: $\mathrm{Re} = w_в u/\nu = 9 \cdot 3{,}5 \cdot 10^{-3}/(15{,}8 \cdot 10^{-6}) = 1994$. Коэффициенты n, c, c_z, c_s выбираются в зависимости от типа и геометрических параметров пучка: $n = 0{,}65$ и $c = 0{,}23$ — для шахматных пучков; $c_z = 0{,}95$ — при принятом числе рядов труб в направлении потока воздуха $z = 5$;

$$c_s = (S_{фр} - d_0)^{0{,}2}/(S'_2 - d_0)^{0{,}2} = (52 - 28)^{0{,}2}/(52 - 28)^{0{,}2} = 1,$$

где $S'_2 = 52$ мм — диагональный шаг труб в пучке; высота ребра $h = 0{,}5\,(D - d_0) = 0{,}5\,(0{,}049 - 0{,}028) = 0{,}0105$ м.

Критерий Нуссельта $\mathrm{Nu} = 0{,}23 \cdot 0{,}95 \cdot 1\,(28/3{,}5)^{-0{,}54} \times (10{,}5/3{,}5)^{-0{,}14} \cdot 1994^{0{,}65} = 8{,}51$.

Конвективный коэффициент теплоотдачи к воздуху $\alpha_к = \mathrm{Nu}\lambda_в/u = 8{,}51 \cdot 2{,}67 \cdot 10^{-2}/(3{,}5 \cdot 10^{-3}) = 64{,}9$ Вт/(м$^2 \cdot$ К).

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, приведенный к полной оребренной поверхности,

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{к}}[(F'_{\text{р}}/F'_{\text{ор}})E\psi + F'_{\text{мр}}/F'_{\text{ор}}] =$$
$$= 64{,}9[(0{,}752/0{,}79)1\cdot 0{,}85 + 0{,}038/0{,}79] = 55{,}6 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)},$$

где поверхность ребер

$$F'_{\text{р}} = (1/u)(2\pi/4)(D^2 - d_0^2) + (1/u)\pi D\delta =$$
$$= 1/(3{,}5\cdot 10^{-3})(2\pi/4)(0{,}049^2 - 0{,}028^2) +$$
$$+ [1/(3{,}5\cdot 10^{-3})]\pi\cdot 0{,}049\cdot 0{,}6\cdot 10^{-3} = 0{,}752 \text{ м}^2,$$

поверхность межреберных участков $F'_{\text{мр}} = F'_{\text{ор}} - F'_{\text{р}} = 0{,}79 - 0{,}752 = 0{,}038$ м^2; коэффициенты E и ψ приняты равными соответственно 1 и 0,85.

Плотность теплового потока со стороны воздуха

$$q_{\text{в. ор}} = (\theta_m - \theta_{\text{а}})/[1/\alpha_{\text{пр}} + (\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + \delta_{\text{ал}}/\lambda_{\text{ал}})(F'_{\text{ор}}/F'_{\text{ср}})] =$$
$$= (12{,}6 - \theta_{\text{а}})/[1/55{,}6 + (0{,}002/45{,}3 + 0{,}0015/203{,}5)(0{,}79/0{,}077)] =$$
$$= 54(12{,}6 - \theta_{\text{а}}),$$

где $\delta_{\text{ст}} = 0{,}002$ м — толщина стенки стальной трубы; $\lambda_{\text{ст}} = 45{,}3$ Вт/(м·К) — теплопроводность стали; $\delta_{\text{ал}} = 0{,}0015$ м — толщина стенки алюминиевой трубы; $\lambda_{\text{ал}} = 203{,}5$ Вт/(м·К) — теплопроводность алюминия; $F'_{\text{ср}}$ — средняя поверхность, м^2:

$$F'_{\text{ср}} = (F_{\text{вн}} + F_0)/2 = (6{,}6\cdot 10^{-2} + 8{,}8\cdot 10^{-2})/2 = 0{,}77 \text{ м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося холодильного агента

$$\alpha_{\text{а}} = 0{,}72\sqrt[4]{\Delta t\,\rho^2\lambda^3 g/(\mu d_{\text{вн}}\theta_{\text{а}})} =$$
$$= 0{,}72\sqrt[4]{212\cdot 10^3\cdot 1132{,}6^2\cdot 0{,}0772^3\cdot 9{,}81/(2{,}19\cdot 10^{-4}\cdot 0{,}021\theta_{\text{а}})} =$$
$$= 2910\theta_{\text{а}}^{-0{,}25},$$

где $\rho = 1132{,}6$ кг/м^3 — плотность жидкости; $\lambda = 0{,}0772$ Вт/(м·К) — теплопроводность жидкости; $\mu = 2{,}19\cdot 10^{-4}$ Па·с — динамическая вязкость жидкости.

Плотность теплового потока со стороны $R22$

$$q_{\text{а. ор}} = \alpha_{\text{а}}\theta_{\text{а}}F'_{\text{вн}}/F'_{\text{ор}} = 2910\theta_{\text{а}}^{-0{,}25}\theta_{\text{а}}6{,}6\cdot 10^{-2}/0{,}79 = 243{,}1\theta_{\text{а}}^{0{,}75}.$$

Определяем значение $q_{\text{ор}}$ методом последовательного приближения по уравнениям

$$q_{\text{в. ор}} = 54(12{,}6 - \theta_{\text{а}}), \quad q_{\text{а. ор}} = 243{,}1\theta_{\text{а}}^{0{,}75};$$

принимаем $\theta_{\text{а}} = 2{,}9$ °С, тогда $q_{\text{в. ор}} = 54(12{,}6 - 2{,}9) = 523{,}8$ Вт/(м^2·К), а $q_{\text{а. ор}} = 243{,}1\cdot 2{,}9^{0{,}75} = 540{,}2$ Вт/(м^2·К); принимаем $\theta_{\text{а}} = 2{,}8$ °С, $q_{\text{в. ор}} = 528$ Вт/(м^2·К) и $q_{\text{а. ор}} = 529$ Вт/(м^2·К).

Окончательно принимаем $q_{\text{ор}} = 528$ Вт/(м^2·К).

Полная оребренная поверхность аппарата $F_{\text{ор}} = Q_{\text{к}}/q_{\text{ор}} = 180\,000/528 \approx 341$ м^2. Суммарная длина труб конденсатора

$L = F_{op}/F'_{op} = 341/0{,}79 \approx 432$ м. Общее число труб при длине одной трубы $l = 3$ м: $n = L/l = 432/3 = 144$. Принимаем число рядов труб по ходу воздуха $n_p = 4$, тогда число труб во фронтальном сечении $n_{фр} = n/n_p = 144/4 = 36$.

Проверяем скорость воздуха в узком сечении. Площадь живого сечения для 1 м длины трубы $f_{ж.с} = S_{фр} - [d_0 + (D - d_0)\,\delta_{ср}/u] = 0{,}052 - [0{,}028 + (0{,}049 - 0{,}028)/3{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}85 \times \times 10^{-2}] = 1{,}89 \cdot 10^{-2}$ м^2.

Живое сечение аппарата по воздуху

$$F_{ж.с} = n_{фр} l f_{ж.с} = 36 \cdot 3 \cdot 1{,}89 \cdot 10^{-2} = 2{,}04 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха $w'_в = V_в/F_{ж.с} = 17{,}32/2{,}04 = 8{,}49$ м/с. Так как в тепловом расчете было принято $w_в = 9$ м/с, увеличиваем объемный расход воздуха до значения $V_в = w_в F_{ж.с} = 9 \cdot 2{,}04 = 18{,}36$ м^3/с.

Этому расходу соответствует нагрев воздуха $\Delta t_в = Q_к/(V_в \rho_в c_в) = 180\,000/(18{,}36 \cdot 1{,}29 \cdot 1007) = 7{,}55$ °С.

Температура воздуха на выходе из аппарата $t_2 = t_1 + \Delta t_в = 25 + 7{,}55 = 32{,}55$ °С.

Средняя логарифмическая разность температур $\theta_m = 7{,}55/\ln[(42 - 25)/(42 - 32{,}5)] = 12{,}86$ °С. Расхождение с первоначальным значением $\theta_m = 12{,}6$ °С составляет примерно 2 %, поэтому полученные размеры конденсатора можно считать окончательными.

4.2. ИСПАРИТЕЛИ

Пример 1. Расчет горизонтального кожухотрубного испарителя затопленного типа.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт	100
Температура охлажденного рассола T_{s2}, К	263
Рабочее вещество	*R*717, *R*22

Тепловой расчет. При принятой температуре охлаждения рассола в испарителе $\Delta t_s = 4$ °С температура рассола при входе в испаритель $T_{s1} = T_{s2} + \Delta t_s = 263 + 4 = 267$ К.

Температура кипения T_0 при разности температур на холодном конце испарителя $\Delta t = 5$ °С: $T_0 = T_{s2} - \Delta t = 263 - 5 = 258$ К.

Средняя логарифмическая разность температур в аппарате

$$\theta_m = \frac{\Delta t_s}{\ln \dfrac{T_{s1} - T_0}{T_{s2} - T_0}} = \frac{4}{\ln \dfrac{267 - 258}{263 - 258}} = 6{,}8\,°\text{C}.$$

При температуре кипения $T_0 = 258$ К принятая температура замерзания рассола $T_{зам} = T_0 - 10 = 258 - 10 = 248$ К. Принимается раствор $CaCl_2$ с $T_{зам} = 247{,}3$ К.

Свойства рассола при средней температуре $T = 265$ К

Массовая доля ξ, %	23,8
Плотность ρ, кг/м³	1232
Удельная теплоемкость c_s, кДж/(кг·К)	2,91
Коэффициент:	
теплопроводности λ_s, Вт/(м·К)	0,485
кинематической вязкости ν_s, м²/с	$4{,}125 \cdot 10^{-6}$
динамической вязкости μ, Па·с	50,816
Число Прандтля $Pr_ж$	30,5

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность: трубы стальные цельнотянутые гладкие, внутренний диаметр $d_{вн} = 0{,}02$ м, наружный диаметр $d_н = 0{,}025$ м.

При принятой скорости рассола в трубах испарителя $w = 1{,}5$ м/с число труб в одном ходе аппарата

$$n_1 = \frac{4Q_0}{w\pi d_{вн}^2 c_s \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{1{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}02^2 \cdot 2{,}91 \cdot 1232 \cdot 4} = 14{,}8.$$

Принимается $n_1 = 15$, тогда действительная скорость рассола

$$w = \frac{4Q_0}{n_1 \pi d_{вн}^2 c_s \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{15 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}02^2 \cdot 2{,}91 \cdot 1232 \cdot 4} = 1{,}48 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$Re_ж = wd_{вн}/\nu_s = 1{,}48 \cdot 0{,}02/(4{,}125 \cdot 10^{-6}) = 7178.$$

Число Нуссельта при переходном режиме течения рассола

$$Nu_ж = 0{,}021\, Re_ж^{0,8} Pr_ж^{0,43} \varepsilon_{пер} = 0{,}021 \cdot 7178^{0,8} \cdot 30{,}5^{0,43} \cdot 0{,}928 = 103,$$

где $\varepsilon_{пер} = 0{,}928$ — поправка на переходный режим течения жидкости при $Re_ж = 7178$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны рассола, отнесенный к внутренней поверхности трубы,

$$\alpha_{s\,вн} = Nu_ж \lambda_s / d_{вн} = 103 \cdot 0{,}485/0{,}02 = 2498 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Плотность теплового потока со стороны рассола по уравнению (7.91) работы [47]

$$q_{Fs} = \frac{\theta_s}{\dfrac{1}{\alpha_{s\,вн}} + \sum \dfrac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{\theta_s}{\dfrac{1}{2498} + 0{,}8 \cdot 10^{-3}} = 833{,}125\theta_s,$$

где $\sum \delta_i/\lambda_i = 0{,}8 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений.

Плотность теплового потока со стороны рабочего вещества, отнесенная к внутренней поверхности трубы:

для $R717$ (аммиака) по уравнению (7.97) работы [47]

$$q_{Fa} = 5800\theta_a^{1,667} F_н / F_{вн} = 5800\theta_a^{1,667} 0{,}025/0{,}02 = 7250\theta_a^{1,667};$$

для $R22$ по уравнению (7.98) [47]

$$q_{Fa} = C_0^4 [F(\pi)]^4 (R_z/R_{z\,эт})^{0,8} \theta_a^4 \varepsilon_п^4 F_н / F_{вн} =$$
$$= 4{,}74^4 \cdot 0{,}2618^4 (4/1)^{0,8} \theta_a^4 \cdot 1{,}7^4 \cdot 0{,}025/0{,}02 = 75{,}06\theta_a^4,$$

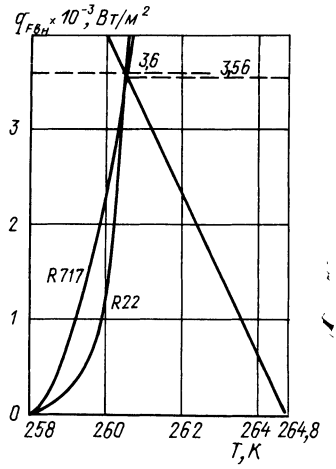


Рис. 4.5. К расчету горизонтального кожухотрубного испарителя затопленного типа

где $C_0 = 4{,}74$ — коэффициент, учитывающий свойства $R22$; $F(\pi) = 0{,}2618$ при $\pi = p_0/p_{кр} = 3{,}03/50{,}33 = 0{,}06$; $R_z = 4$ и $R_{z\,эт} = 1$ — средняя высота неровностей на шероховатой и эталонной поверхностях стальных труб, мкм; $\varepsilon_n = 1{,}7$ — коэффициент, учитывающий влияние числа рядов труб в пучке при $q_F = 3000$ Вт/м².

Плотность теплового потока в аппарате по графику на рис. 4.5: для $R717$ $q_{F\,вн} = 3560$ Вт/м² и для $R22$ $q_{F\,вн} = 3600$ Вт/м².

Площадь внутренней теплопередающей поверхности $F_{вн} = Q_0/q_{F\,вн}$. Для $R717$ $F_{вн} = 100\,000/3560 = 28{,}1$ м², для $R22$ $F_{вн} = 100\,000/3600 = 27{,}8$ м².

Конструктивные расчеты. Принятое размещение труб на плоскости трубной решетки — по периметрам правильных шестиугольников. Шаг труб $s = 1{,}3d_н = 1{,}3 \cdot 0{,}025 = 0{,}0325$ м. Отношение длины труб в аппарате к его диаметру $k = l/D = 5 \div 7$.

Тогда число труб, размещаемых по диагонали внешнего шестиугольника,

$$m = 0{,}75\sqrt[3]{F_{вн}/(d_{вн}ks)}.$$

Для $R717$

$$m = 0{,}75\sqrt[3]{\frac{28{,}1}{0{,}02 \cdot 7 \cdot 0{,}0325}} = 13{,}8.$$

Для $R22$

$$m = 0{,}75\sqrt[3]{27{,}8/(0{,}02 \cdot 7 \cdot 0{,}0325)} = 13{,}7.$$

Учитывая, что трубы в испарителе размещаются в нижней части, принимаем $m = 15$.

Внутренний диаметр обечайки $D_{вн} = ms = 15 \cdot 0{,}0325 = 0{,}4875$ м. Длина труб в пучке $l = kD = 7 \cdot 0{,}4875 = 3{,}4125$ м, принимается $l = 4$ м. Тогда общее количество труб в пучке $n = F_{вн}/(\pi d_{вн} l)$. Для $R717$ $n = 28{,}1/(3{,}14 \cdot 0{,}02 \cdot 4) = 112$, для $R22$ $n = 27{,}8/(3{,}14 \cdot 0{,}02 \cdot 4) = 111$.

Число ходов $z = n/n_1 = 112/15 = 7{,}47$, принимается $z = 8$.

Окончательно принятые конструктивные параметры аппаратов

Число труб в одном ходе n_1	15
» ходов z	8
» труб в пучке n	120
Длина труб l, м	4

Внутренний диаметр обечайки $D_{вн}$, м	0,5
Толщина стенки δ, м	0,008
Площадь теплопередающей поверхности $F_{вн} = \pi d_{вн} n l$, м²	30,144

Пример 2. По условиям предыдущего примера расчет горизонтального кожухотрубного испарителя затопленного типа с оребренными трубами. Рабочее вещество — *R*12 и *R*22.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность: трубы медные с накатными ребрами диаметром 20×3 мм, $\beta = F_н/F_{вн} = 3{,}8$ (внутренний диаметр $d_{вн} = 13{,}3 \cdot 10^{-3}$ м, диаметр по окружности ребер $d_р = 20{,}6 \cdot 10^{-3}$ м, диаметр по окружности впадин $d_{вп} = 17{,}6 \cdot 10^{-3}$ м, шаг ребер $s_р = 1{,}5 \cdot 10^{-3}$ м, толщина ребра у вершины $\delta = 0{,}4 \cdot 10^{-3}$ м, угол между ребрами $\alpha = 30°$).

Тепловой расчет. Число труб в одном ходе аппарата при скорости рассола $w = 1{,}5$ м/с:

$$n_1 = \frac{4Q_0}{w\pi d_{вн}^2 c_s \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{1{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0133^2 \cdot 2{,}91 \cdot 1232 \cdot 4} = 33{,}48;$$

принимается $n_1 = 34$. Тогда скорость рассола

$$w = \frac{4Q_0}{n_1 \pi d_{вн}^2 c_s \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{34 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0133^2 \cdot 2{,}91 \cdot 1232 \cdot 4} = 1{,}48 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_ж = w d_{вн}/\nu_s = 1{,}48 \cdot 0{,}0133/(4{,}125 \cdot 10^{-6}) = 4762.$$

Число Нуссельта при переходном режиме течения рассола

$$\mathrm{Nu}_ж = 0{,}021\, \mathrm{Re}_ж^{0,8}\, \mathrm{Pr}_ж^{0,43} \varepsilon_{пер} = 0{,}021 \cdot 4762^{0,8} \cdot 30{,}5^{0,43} \cdot 0{,}79 = 63{,}15,$$

где $\varepsilon_{пер} = 0{,}79$ при $\mathrm{Re}_ж = 4762$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны рассола

$$\alpha_{s\,вн} = \mathrm{Nu}_ж \lambda_s / d_{вн} = 63{,}15 \cdot 0{,}485/0{,}0133 = 2303 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Плотность теплового потока со стороны рассола

$$q_{Fs} = \frac{\theta_s}{1/\alpha_s + \sum \delta_i/\lambda_i} = \frac{1}{1/2303 + 0{,}5 \cdot 10^{-3}} \theta_s = 1070{,}435\theta_s,$$

где $\sum \delta_i/\lambda_i = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений.

Плотность теплового потока со стороны рабочего вещества, отнесенного к внутренней поверхности:

для *R*12 по уравнению (7.99) работы [47]

$$q_{Fa} = 335 p_0^{0,5} \varepsilon_{п.\,р}^2 \varepsilon_{м.\,р}^2 \theta_a^2 F_н/F_{вн} = 335 \cdot 1{,}83^{0,5} \cdot 1 \cdot 0{,}85^2 \cdot 3{,}8\theta_a^2 =$$

$$= 1254{,}56\theta_a^2,$$

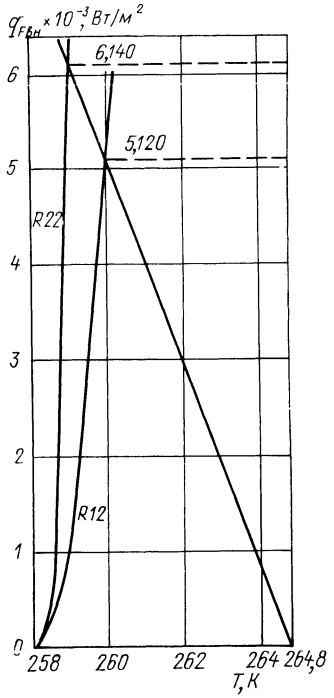


Рис. 4.6. К расчету горизонтального кожухотрубного испарителя затопленного типа с оребренными трубами

где $p_0 = 1{,}83$ бар (при $T_0 = 258$ К); $\varepsilon_{п.р} = 1$ — коэффициент, учитывающий влияние числа рядов труб по высоте пучка; $\varepsilon_{м.р} = 0{,}85$ — коэффициент, учитывающий влияние масла; $\beta = F_н/F_{вн} = 3{,}8$ — коэффициент оребрения;

для $R22$ по уравнению (7.100) работы [47]

$$q_{Fa} = 568 p_0^{0,45} \varepsilon_{п.р}^{1,82} \theta_a^{1,82} F_н/F_{вн} =$$

$$= 568 \cdot 2{,}969^{0,45} \cdot 1 \cdot 3{,}8 \theta_a^{1,82} =$$

$$= 3522{,}1 \theta_a^{1,82}.$$

Плотность теплового потока в аппарате по графику на рис. 4.6 для $R12$ составляет $q_{F\,вн} = 5120$ Вт/м^2, для $R22$ $q_{F\,вн} = 6140$ Вт/м^2.

Площадь внутренней теплопередающей поверхности для $R12$ $F_{вн} = Q_0/q_{F\,вн} = 100\,000/5120 = 19{,}53$ м^2, для $R22$ $F_{вн} = Q_0/q_{F\,вн} = 100\,000/6140 = 16{,}29$ м^2.

Конструктивные расчеты. Шаг труб $s = 1{,}3\, d_н = 1{,}3 \cdot 20{,}6 \times 10^{-3} = 27 \cdot 10^{-3}$ м. Отношение $k = l/D = 6$. Число труб, размещаемых по диагонали внешнего шестиугольника,

$$m = 0{,}75 \sqrt[3]{F_{вн}/(d_{вн} k s)}.$$

Для $R12$

$$m = 0{,}75 \sqrt[3]{19{,}53/(0{,}0133 \cdot 6 \cdot 0{,}027)} = 15{,}63.$$

Для $R22$

$$m = 0{,}75 \sqrt[3]{16{,}29/(0{,}0133 \cdot 6 \cdot 0{,}027)} = 14{,}72.$$

С учетом размещения труб в нижней части обечайки принимается $m = 15$.

Внутренний диаметр обечайки $D_{вн} = ms = 15 \cdot 0{,}027 = 0{,}405$ м. Длина труб в пучке $l = kD_{вн} = 6 \cdot 0{,}405 = 2{,}43$ м, принимается $l = 3$ м. Число ходов в аппарате $z = F_{вн}/(\pi d_{вн} n_1 l)$.

Для $R12$ $z = 19{,}53/(3{,}14 \cdot 0{,}0133 \cdot 34 \cdot 3) = 4{,}58$, принимается $z = 4$.

Для $R22$ $z = 16{,}29/(3{,}14 \cdot 0{,}0133 \cdot 34 \cdot 3) = 3{,}82$, принимается $z = 4$.

Общее число труб в аппарате $n = n_1 z = 34 \cdot 4 = 136$.

Площадь теплопередающей поверхности $F_{вн} = \pi d_{вн} n l = 3{,}14 \cdot 0{,}0133 \cdot 136 \cdot 3 = 17{,}04$ м².

Для испарителя, работающего на $R12$, этой площади поверхности недостаточно, поэтому принимаем длину труб $l = 3{,}5$ м, тогда $F_{вн} = 3{,}14 \cdot 0{,}0133 \cdot 136 \cdot 3{,}5 = 19{,}88$ м².

Окончательно принятые конструктивные параметры аппаратов

Рабочее вещество	$R12$	$R22$
Число труб в одном ходу n_1	34	34
» ходов z	4	4
» труб в пучке n	136	136
Длина труб l, м	3,5	3
Внутренний диаметр обечайки $D_{вн}$, м	0,426	0,426
Толщина стенки δ, м	0,008	0,008
Площадь теплопередающей поверхности $F_{вн}$, м²	19,88	17,04

Пример 3. По условиям примера 1 расчет кожухотрубного оросительного испарителя с кипением $R12$ и $R22$.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность: трубы медные гладкие, наружный диаметр $d_н = 0{,}018$ м, внутренний диаметр $d_{вн} = 0{,}015$ м.

Число труб в одном ходе аппарата при скорости рассола $w = 1{,}5$ м/с

$$n_1 = \frac{4Q_0}{w\pi d_{вн}^2 c_s \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{1{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}015^2 \cdot 2{,}91 \cdot 1232 \cdot 4} = 26{,}3$$

принимается $n_1 = 26$. Тогда скорость рассола

$$w = \frac{4Q_0}{n_1 \pi d_{вн}^2 c_s \rho_s \Delta t_s} = \frac{4 \cdot 100}{26 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}015^2 \cdot 2{,}91 \cdot 1232 \cdot 4} = 1{,}52 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_ж = w d_{вн}/\nu = 1{,}52 \cdot 0{,}015/(4{,}125 \cdot 10^{-6}) = \mathbf{5522}.$$

Число Нуссельта при переходном режиме течения жидкости

$$\mathrm{Nu}_ж = 0{,}021\, \mathrm{Re}_ж^{0{,}8} \mathrm{Pr}_ж^{0{,}43} \varepsilon_{пер} = 0{,}021 \cdot 5522^{0{,}8} \cdot 30{,}5^{0{,}43} \cdot 0{,}845 = 76{,}03,$$

где $\varepsilon_{пер} = 0{,}845$ при $\mathrm{Re}_ж = 5522$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны рассола

$$\alpha_{s\,вн} = \mathrm{Nu}_ж \lambda/d_{вн} = 76{,}03 \cdot 0{,}485/0{,}015 = 2458 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны рабочего вещества определяется в зависимости от характера течения процесса при стекании пленки по поверхности пучка горизонтальных труб.

При развитом кипении пленки, когда $q_{F\,н} > q_{F\,н.в}$, применимо уравнение (7.78) работы [47], при испарении пленки — уравнение (7.76) (табл. 4.1).

Таблица 4.1. Результаты расчета, позволяющие выбрать расчетное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи со стороны рабочего вещества при минимально допустимой плотности орошения $\Gamma = 0{,}3 \cdot 10^{-4}$ м³/(м·с)

Определяемая величина	Рабочее вещество	
	*R*12	*R*22
Плотность теплового потока в начале закипания, Вт/м²: $q_{F\,\text{н. з}} = c_1 10^6 \Gamma^{0,35} (s/d_\text{н})^{0,76} p^{-0,43}$, где $c_1 = 18$ и 16; $p = 1{,}83$ и 2,969 бар соответственно для *R*12 и *R*22; $s = 1{,}3 d_\text{н} = 0{,}0235$ м	442 595	359 445
Плотность теплового потока при развитом кипении пленки при $\theta_a = \theta_m = 6{,}8$ °С, Вт/м²: $q_{F\text{н}} = c_2^{2,7} p^{0,73} \theta_a^{2,7}$, где $c_2 = 6{,}2$ и 5,5 соответственно для *R*12 и *R*22	37 915	39 060
Средний коэффициент теплоотдачи при испарении пленки рабочего вещества, отнесенный к внутренней поверхности труб, Вт/(м²·К): $\alpha_{\text{а. вн}} = c\Gamma^{0,22} (s/d_\text{н})^{0,18} d_\text{н}/d_\text{вн}$, где $c = 7800$ и 9800 соответственно для *R*12 и *R*22	277	348
Коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности, Вт/(м²·К): $k_\text{вн} = \dfrac{1}{1/\alpha_{\text{з вн}} + \sum \delta/\lambda + 1/\alpha_{\text{а. вн}}}$, где $\sum \delta/\lambda = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт	222	265
Площадь теплопередающей поверхности, м²: $F_\text{вн} = Q_0/(k_\text{вн}\theta_m)$	66,4	55,6
Число труб, размещаемых по диагонали внешнего шестиугольника, при $k = l/D = 6$: $m = 0{,}75 \sqrt[3]{F_\text{вн}/(d_\text{вн} k s)}$	23,7 Принимается 23	22,3 Принимается 23
Диаметр обечайки $D_\text{вн} = ms = 23 \cdot 0{,}0235 = 0{,}5405$ м	0,55	0,55
Длина труб в пучке $l = kD_\text{вн} = 6 \cdot 0{,}55$ м	3,3	3,3
Общее число труб в пучке $n = F_\text{вн}/(\pi d_\text{вн} l)$	428	357
Число ходов $z = n/n_1$	16,46 Принимается 16	13,73 Принимается 14
Длина труб в пучке при $n_1 = 26$, $z = 10$: $l = F_\text{вн}/(\pi d_\text{вн} n_1 z)$	3,4	3,24
Отношение $k = l/D_\text{вн}$	6,2	5,9
Свойства жидкого рабочего вещества при $T_0 = 258$ K		
Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = r_0$, кДж/кг	161,49	217,66
Плотность жидкости ρ', кг/м³	1441	1334

Определяемая величина	Рабочее вещество	
	*R*12	*R*22
Эквивалентное число труб по ширине пучка: $n_э = 1{,}04\,(\sqrt{\pi}/2)\,(n_1 z)^{0,5}\,(s_1/s_2)^{0,5}$, где $s_1 = 0{,}0235$ м, $s_2 = 0{,}0204$ м — горизонтальный и вертикальный шаг пучка соответственно	20	19
Плотность орошения труб при кратности цирку-ляции $a = 1$, м³/(м·с): $\Gamma_a = Q_0/(q_0 l \rho' n_э)$	$0{,}063 \cdot 10^{-4}$	$0{,}055 \cdot 10^{-4}$
Кратность циркуляции жидкого рабочего вещества для достижения плотности орошения $\Gamma = 0{,}3 \cdot 10^{-4}$ м³/(м·с): $a = \Gamma/\Gamma_a$	4,8	5,5

Пример 4. Расчет кожухотрубного испарителя водоохлаждающей холодильной машины с кипением рабочего вещества внутри труб.

Исходные данные

Расход воды G_w, кг/с 1,5
Температура воды, К:
начальная T_{w1} 298
конечная T_{w2} 283
Рабочее вещество *R*12

Тепловой расчет. Холодопроизводительность испарителя $Q_0 = G_w c_w (T_{w1} - T_{w2}) = 1{,}5 \cdot 4{,}187\,(298 - 283) = 94{,}2 \approx 95$ кВт.

Температура кипения рабочего вещества принимается на 5 °С ниже температуры охлажденной воды: $T_0 = T_{w2} - 5 = 283 - 5 = 278$ К.

Средняя логарифмическая разность температур в аппарате

$$\theta_m = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\ln \dfrac{T_{w1} - T_0}{T_{w2} - T_0}} = \frac{298 - 283}{\ln \dfrac{298 - 278}{283 - 278}} = 10{,}8\,°\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды, отнесенный к наружной поверхности труб, при поперечном обтекании пучка

$$\text{Nu}_ж = c\,\text{Re}_ж^m \text{Pr}_ж^{0,36}.$$

Число Рейнольдса при принятой скорости течения воды $w = 0{,}3$ м/с:

$$\text{Re}_ж = w d_н/\nu = 0{,}3 \cdot 0{,}02/1{,}126 \cdot 10^{-6} = 5328{,}5,$$

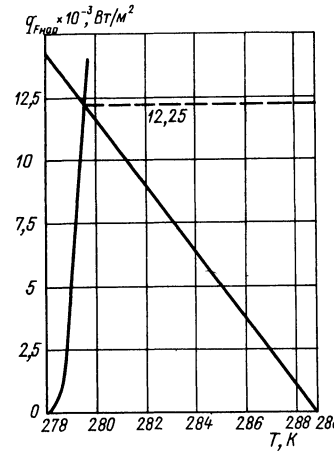


Рис. 4.7. К расчету кожухотрубного испарителя с кипением рабочего вещества внутри труб

где $\nu = 1{,}126 \cdot 10^{-6}$ м²/с — коэффициент кинематической вязкости воды при средней температуре $T_{w\,ср} = T_0 + \theta_m = 278 + 10{,}8 = 288{,}8$ К.

При $Re_ж = 1 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5$ и шахматном пучке коэффициенты имеют значения: $m = 0{,}6$; $c = 0{,}36\,(a/b)^{0{,}2} = 0{,}36\,(1{,}3/1{,}125)^{0{,}2} = 0{,}37$, где $a = s_1/d_н = 0{,}026/0{,}02 = 1{,}3$ — относительный поперечный шаг; $b = s_2/d_н = 0{,}0225/0{,}02 = 1{,}125$ — относительный продольный шаг пучка.

Значения $Nu_ж$ и $\alpha_{wн}$:

$$Nu_ж = 0{,}37 \cdot 5328^{0{,}6} \cdot 8{,}02^{0{,}36} = 134{,}8;$$

$$\alpha_{wн} = Nu_ж \lambda / d_н = 134{,}8 \cdot 58{,}77 \times \times 10^{-2}/0{,}02 = 3961 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $Pr_ж = 8{,}02$; $\lambda = 58{,}77 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности воды при $T_{w\,ср} = 288{,}8$ К.

Плотность теплового потока со стороны воды

$$q_{w\,нар} = \frac{\theta_w}{1/\alpha_{wн} + \sum \delta_i/\lambda_i} = \frac{1}{1/3961 + 0{,}5 \cdot 10^{-3}}\,\theta_w = 1329{,}1\theta_w,$$

где $\sum \delta_i/\lambda_i = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт.

Плотность теплового потока со стороны кипящего $R12$ внутри трубы с внутренним оребрением определяется по уравнению (7.107) или (7.108) работы [47]. Уравнение (7.107) применимо, когда плотность теплового потока при кипении $R12$ $q_F \leqslant 3000$ Вт/м². В нашем случае при $\theta_m = 10{,}8$ °С ожидаемое значение $q_F > 3000$, поэтому воспользуемся уравнением (7.108):

$$q_{а.\,нар} = A^{2{,}5}(w\rho)^{0{,}5} d^{-0{,}5} \theta_а^{2{,}5} F_{вн}/F_н,$$

где $A = 1{,}185$ для $R12$ при $T_0 = 278$ К; $\rho = 1379$ кг/м — плотность жидкого $R12$; $d = 0{,}003$ м — эквивалентный диаметр внутреннего канала трубы; $F_{вн}/F_н = 2{,}52$ — коэффициент оребрения для медных внутриоребренных 10-канальных труб с $d_н = 20$ мм.

Скорость рабочего вещества ориентировочно принимается $w = 0{,}1$ м/с. Тогда число труб в одном ходе аппарата

$$n_1 = \frac{Q_0}{q_0 f_ж w \rho} = \frac{95}{128{,}17 \cdot 1{,}1724 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}1 \cdot 1379} = 45{,}8,$$

где $q_0 = 128{,}17$ кДж/кг — удельная массовая холодопроизводительность $R12$ по условиям цикла (в нашем случае при $T_0 = 278$ К и $T_u = 300$ К); $f_ж = 1{,}1724 \cdot 10^{-4}$ м² — живое сечение канала. Принимается $n_1 = 46$.

Таким образом,

$$q_{\text{а. нар}} = 1{,}185^{2{,}5}(0{,}1 \cdot 1379)^{0{,}5}(1{,}1724 \cdot 10^{-4})^{-0{,}5}\, 2{,}52\theta_{\text{а}}^{2{,}5} = 4177{,}76\theta_{\text{а}}^{2{,}5}.$$

Плотность теплового потока в аппарате по графику на рис. 4.7 $q_{F\,\text{нар}} = 12\,250$ Вт/м^2.

Площадь наружной теплопередающей поверхности $F_{\text{нар}} = Q_0/q_{F\,\text{нар}} = 95\,000/12\,250 = 7{,}76$ м^2.

Конструктивные расчеты. Шаг труб $s = 1{,}3d_{\text{н}} = 1{,}3 \cdot 0{,}02 = 0{,}026$ м. Число ходов по рабочему веществу принимается $z = 2$. Общее число труб в пучке $n = n_1 z = 46 \cdot 2 = 92$. Длина труб в аппарате

$$l = \frac{F_{\text{нар}}}{\pi d_{\text{н}} n} = \frac{7{,}76}{3{,}14 \cdot 0{,}02 \cdot 92} = 1{,}343 \text{ м}.$$

Принимается $l = 1{,}4$ м. Тогда $F_{\text{нар}} = 3{,}14 \cdot 0{,}02 \cdot 92 \cdot 1{,}4 = 8{,}08$ м^2.

Число труб, размещаемых по диагонали внешнего шестиугольника,

$$m = 0{,}75\sqrt[3]{F_{\text{нар}}/(d_{\text{н}} k s)}.$$

С учетом того что $k = l/D_{\text{вн}}$ и $s = D_{\text{вн}}/m$,

$$m = 0{,}75\sqrt[3]{0{,}75F_{\text{нар}}/(d_{\text{н}} l)} = 0{,}75\sqrt[3]{0{,}75 \cdot 8{,}08/(0{,}02 \cdot 1{,}4)} = 11,$$

что соответствует $n = 91$ (в нашем случае необходимо $n = 92$).

Внутренний диаметр обечайки $D_{\text{вн}} = ms = 11 \cdot 0{,}026 = 0{,}286$ м, принимается $D_{\text{вн}} = 0{,}325$ м.

Расстояние между перегородками по длине аппарата

$$l' = \frac{f'_{\text{ж}}}{n_{\text{тр}}(s - d_{\text{н}})} = \frac{0{,}005}{9\,(0{,}026 - 0{,}02)} = 0{,}0926 \text{ м},$$

где живое сечение при течении воды $f'_{\text{ж}} = V_w/w = 1{,}5 \cdot 10^{-3}/0{,}3 = 0{,}005$ м^2.

Эквивалентное число труб по ширине пучка

$$n_{\text{тр}} = 1{,}04\frac{\sqrt{\pi}}{2} n^{0{,}5}(s_1/s_2)^{0{,}5} = 1{,}04\frac{\sqrt{3{,}14}}{2} 91^{0{,}5}\left(\frac{0{,}026}{0{,}0225}\right)^{0{,}5} = 9{,}45 \text{ м}.$$

При принятом $l' = 0{,}0925$ м число перегородок $z' = l/l' = 1{,}4/0{,}0925 = 15$.

Окончательно принятые конструктивные параметры аппарата

Число труб в одном ходу n_1	46
» ходов z	2
» труб в пучке n	91
Длина труб l, м	1,4
Внутренний диаметр обечайки $D_{\text{вн}}$, м	0,325
Расстояние между перегородками по длине аппарата l', м	0,0925
Число перегородок	15
Площадь теплопередающей поверхности $F_{\text{нар}}$, м^2	8,80

Пример 5. По условиям примера 1 параграфа 1.4 расчет испарителя-конденсатора каскадной холодильной машины.

Исходные данные

Тепловая нагрузка на аппарат $Q_{и\text{-}к}$, кВт	25
Верхняя ветвь каскада:	
рабочее вещество	$R22$
температура кипения T_0, К	240
Нижняя ветвь каскада:	
рабочее вещество	$R13$
температура конденсации $T_к$, К	245
энтальпия, кДж/кг:	
пара при входе $i_п$	1055
жидкости при выходе i'	908,5

Тепловой расчет. Плотность теплового потока со стороны $R22$, кипящего на наружной поверхности оребренных труб в межтрубном пространстве испарителя-конденсатора, отнесенного к внутренней поверхности труб,

$$q_{R22} = 568 p_0^{0,45} \varepsilon_{пр}^{1,82} \theta_a^{1,82} F_н / F_{вн} = 568 \cdot 1,444^{0,45} \cdot 1 \cdot 3,8 \theta_a^{1,82} =$$

$$= 2546,5 \theta_a^{1,82},$$

где $p_0 = 1,444$ бар — давление кипения $R22$ при $T_0 = 240$ К; $\beta = F_н / F_{вн} = 3,8$ — коэффициент оребрения для труб с характеристикой, приведенной в примере 2.

Плотность теплового потока со стороны $R13$, конденсирующегося на внутренней поверхности пучка труб,

$$q_{R13} = 0,72 \sqrt[4]{\frac{r \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_{вн}}} \theta_a^{3/4} =$$

$$= 0,72 \sqrt[4]{\frac{146,5 \cdot 10^3 \cdot 1287^2 \cdot 0,0688^3 \cdot 9,81}{2,42 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0133}} \theta_a^{3/4} = 2836,4 \theta_a^{3/4},$$

где $r = i_п - i' = 146,5 \cdot 10^3$ Дж/кг — разность энтальпий пара, поступающего в конденсатор, и жидкости, выходящей из него; $\rho = 1287$ кг/м^3 — плотность жидкого $R13$ при $T_к = 245$ К; $\lambda = 0,0688$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности жидкого $R13$; $\mu = 2,42 \cdot 10^{-4}$ Па·с — коэффициент динамической вязкости жидкого $R13$.

Плотность теплового потока в аппарате по графику на рис. 4.8 составляет $q_{F\,вн} = 6900$ Вт/м^2.

Площадь внутренней теплопередающей поверхности

$$F_{вн} = Q_{и\text{-}к} / q_{F\,вн} = 25\,000 / 6900 = 3,62 \text{ м}^2.$$

Конструктивные расчеты. Шаг труб $s = 1,3 d_н = 1,3 \cdot 20,6 \cdot 10^{-3} = 27 \cdot 10^{-3}$ м. Отношение $k = l/D = 6$. Тогда число труб, раз-

мещаемых по диагонали внешнего шестиугольника,

$$m = 0{,}75\sqrt[3]{F_{вн}/(d_{вн}ks)} =$$

$$= 0{,}75\sqrt{3{,}62/(0{,}0133 \cdot 6 \cdot 0{,}027)} = 8{,}9.$$

Принимается $m = 9$.

Внутренний диаметр обечайки $D_{вн} = ms = 9 \cdot 0{,}027 = 0{,}243$ м, принимается $D_{вн} = 0{,}273$ м.

Количество труб в пучке $n_{тр} = 0{,}75\ (m^2 - 1) + 1 = 0{,}75\ (9^2 - 1) + 1 = 61$. Длина труб в пучке $l = F_{вн}/\pi d_{вн} n_{тр} = 3{,}62/(3{,}14 \cdot 0{,}0133 \cdot 61) = 1{,}42$ м, принимается $l = 1{,}5$ м. Отсюда площадь поверхности теплообмена

$$F_{вн} = \pi d_{вн} n_{тр} l =$$

$$= 3{,}14 \cdot 0{,}0133 \cdot 61 \cdot 1{,}5 = 3{,}82 \text{ м}^2.$$

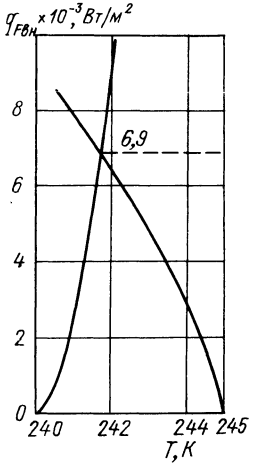


Рис. 4.8. К расчету конденсатора-испарителя

Пример 6. Расчет аммиачного панельного испарителя холодопроизводительностью $Q_0 = 200$ кВт для охлаждения рассола $CaCl_2$ до $T_{s2} = 263$ К.

Температура кипения аммиака $T_0 = T_{s2} - \Delta t = 263 - 5 = 258$ К. Средняя логарифмическая разность температур при охлаждении рассола на $\Delta t_s = 4$ °С $\theta_m = 6{,}8$ °С (см. пример 1 данного параграфа).

Основные размеры панелей, характеризующие теплопередающую поверхность: шаг каналов по длине панели $s_1 = 0{,}04$ м; внутренний диаметр канала $d_{вн} = 0{,}02$ м; длина панели $l = 0{,}42$ м; высота панели $H = 0{,}77$ м; число каналов в панели $z = 10$; число панелей в секции $n_{пан} = 10$; длина секции $L = 4{,}2$ м; диаметры парового коллектора $d_н = 0{,}057$ м, $d_{вн} = 0{,}05$ м; диаметры жидкостного коллектора $d_н = 0{,}032$ м, $d_{вн} = 0{,}025$ м.

Внутренняя площадь теплопередающей поверхности одной секции: $F_{вн1} = F_{вн.\,кан} + F_{вн.\,кол} = 4{,}8356 + 0{,}9891 = 6{,}8$ м^2, где внутренняя площадь теплопередающей поверхности по каналам

$$F_{вн.\,кан} = \pi d_{вн} H z n_{пан} = 3{,}14 \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}77 \cdot 10 \cdot 10 = 4{,}8356 \text{ м}^2;$$

внутренняя теплопередающая поверхность коллекторов

$$F_{вн.\,кол} = \pi L\,(d_{вн.\,п.\,к} + d_{вн.\,ж.\,к}) = 3{,}14 \cdot 4{,}2\,(0{,}05 + 0{,}025) =$$

$$= 0{,}9891 \text{ м}^2.$$

Наружная площадь теплопередающей поверхности

$$F_{н1} = F_{н.\,кан} + F_{н.\,кол} + F_{н.\,пер} =$$

$$= 6{,}0445 + 1{,}1737 + 1{,}309 = 8{,}53 \text{ м}^2,$$

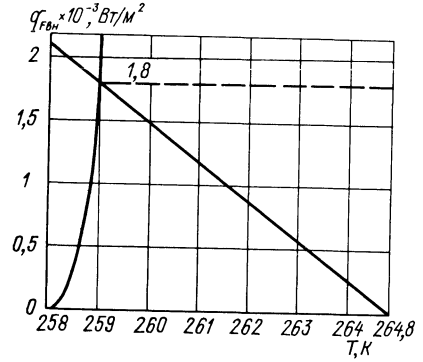


Рис. 4.9. К расчету панельного испарителя

где $F_{н.\,кан} = \pi d_н H z n_{кан} =$
$= 3{,}14 \cdot 0{,}025 \cdot 0{,}77 \cdot 10 \cdot 10 =$
$= 6{,}0445$ м²;

$F_{н.\,кол} = \pi L (d_{н.\,п.\,к} + d_{н.\,ж.\,к}) =$
$= 3{,}14 \cdot 4{,}2 (0{,}057 + 0{,}032) =$
$= 1{,}1737$ м²;

$F_{н.\,пер} = H (l - d_н n_{кан}) n_{кан} =$
$= 0{,}77 (0{,}42 - 0{,}025 \cdot 10) 10 =$
$= 1{,}309$ м².

Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны рассола, отнесенного к внутренней поверхности:

число Рейнольдса $Re_ж = wL/\nu = 0{,}2 \cdot 4{,}2/(4{,}125 \cdot 10^{-6}) =$ $= 203\,636$, где $w = 0{,}2$ м/с — принятая скорость рассола в баке испарителя;

число Нуссельта $Nu_ж = 0{,}037 Re_ж^{0{,}8} Pr_ж^{0{,}43} = 0{,}037 \cdot 203\,636^{0{,}8} \times$ $\times 30{,}5^{0{,}43} = 2841{,}4$;

коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{s\,вн} = \frac{Nu_ж \lambda}{L} \frac{F_н}{F_{вн}} = \frac{2841{,}4 \cdot 0{,}485}{4{,}2} \frac{8{,}53}{6{,}8} = 412 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Здесь значения ν, λ и Pr приняты по данным примера 1.

Плотность теплового потока в аппарате, отнесенная к внутренней поверхности:

со стороны рассола

$$q_{Fs} = \frac{\theta_s}{1/\alpha_{s\,вн} + \sum \delta_i/\lambda_i} = \frac{\theta_s}{1/412 + 0{,}8 \cdot 10^{-3}} = 309{,}6\theta_s;$$

со стороны аммиака по уравнению (7.116) работы [47]

$$q_{Fa} = (27{,}3 + 0{,}04 t_0)^{1{,}82} d_{вн}^{-0{,}436} \theta_a^{1{,}82} =$$

$$= (27{,}3 - 0{,}04 \cdot 15)^{1{,}82} 0{,}02^{-0{,}436} \theta_a^{1{,}82} = 2173\theta_a^{1{,}82}.$$

По графику на рис. 4.9 $q_{F\,вн} = 1800$ Вт/м².

Внутренняя площадь теплопередающей поверхности испарителя $F_{вн} = Q_0/q_{F\,вн} = 200\,000/1800 = 111{,}1$ м².

Количество параллельных секций в аппарате $z_с = F_{вн}/F_{вн1} =$ $= 111{,}1/6{,}8 = 16{,}3$, принимается $z_с = 16$.

Площадь живого сечения каналов в направлении движения рассола при $w = 0{,}2$ м/с

$$F_{ж.\,с} = \frac{Q_0}{c_s \Delta t_s \rho_s w} = \frac{200}{2{,}91 \cdot 4 \cdot 1232 \cdot 0{,}2} = 0{,}0697325 \text{ м}^2.$$

Пример 1. Расчет сухого рассольного воздухоохладителя холодопроизводительностью $Q_0 = 50$ кВт для поддержания средней температуры воздуха в камере $T_к = 255$ К.

Параметры воздуха при входе в воздухоохладитель:

$$T_{в1} = T_к + \Delta t = 255 + 1 = 256 \text{ К};$$

$$\varphi_1 = 90\ \%;$$

$$d_1 = \varphi_1 d_1'' = 0{,}9 \cdot 1{,}01 \cdot 10^{-3} = 0{,}909 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг};$$

$$i_1 = i_{сух} + \varphi_1 i_{вл} = -17{,}17 + 0{,}9 \cdot 2{,}495 = -14{,}92 \text{ кДж/кг}.$$

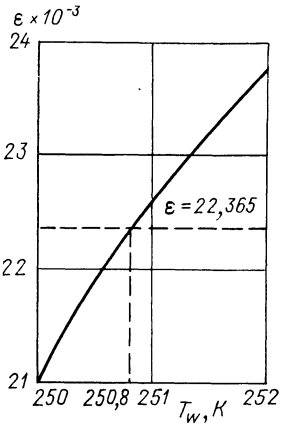


Рис. 4.10. К расчету сухого рассольного воздухоохладителя

Параметры воздуха при выходе из воздухоохладителя:

$$T_{в2} = T_к - \Delta t = 255 - 1 = 254 \text{ К}; \quad \varphi_2 = 95\ \%;$$

$$d_2 = \varphi_2 d_2'' = 0{,}95 \cdot 0{,}85 \cdot 10^{-3} = 0{,}8075 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг};$$

$$i_2 = i_{сух} + \varphi_2 i_{вл} = -19{,}18 + 0{,}95 \cdot 2{,}09 = -17{,}19 \text{ кДж/кг}.$$

Тепловлажностное отношение

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_2}{d_1 - d_2} = \frac{-14{,}92 + 17{,}19}{(0{,}909 - 0{,}8075)\ 10^{-3}} = 22\,365.$$

Температура холодной поверхности выбирается исходя из полученного значения $\varepsilon = 22\,365$ по графику $\varepsilon = f(T_w)$, построенному при $T_w = \text{var}$, и начальной температуры воздуха $T_{в1}$ по уравнению: $\varepsilon = (i_1 - i_w)/(d_1 - d_w)$. Согласно графику на рис. 4.10 $T_w = 250{,}8$ К.

Характеристика теплопередающей поверхности: трубы стальные с насадными круглыми ребрами, расположение труб в пучке коридорное.

Диаметр трубы, м:	
наружный $d_н$	0,038
внутренний $d_{вн}$	0,031
Высота ребер h, м	0,02
Шаг ребер $s_р$, м	0,008
Толщина ребер δ, м	0,001
Шаг труб в пучке, м:	
по фронту s_1	0,08
в глубину s_2	0,08

Коэффициент оребрения

$$\beta = (F_р + F_{мр})/F_{вн} = (0{,}904 + 0{,}1044)/0{,}0972 = 10{,}37,$$

где площадь поверхности ребер (круглых)

$$F_р = 2\pi h\,(h + d_н)\frac{1}{s_р} = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}02\,(0{,}02 + 0{,}038)\frac{1}{0{,}008} =$$

$$= 0{,}904\ м^2/м;$$

площадь поверхности межреберных участков

$$F_{мр} = \pi d_н \left(1 - \frac{\delta}{s_р}\right) = 3{,}14 \cdot 0{,}038 \left(1 - \frac{0{,}001}{0{,}008}\right) = 0{,}1044\ м^2/м;$$

площадь внутренней поверхности трубы

$$F_{вн} = \pi d_{вн} = 3{,}14 \cdot 0{,}031 = 0{,}0972\ м^2/м.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, отнесенный к наружной поверхности оребренных труб

$$Nu_ж = cC_zC_s\,(d_н/s_р)^{-0{,}54}\,(h/s_р)^{-0{,}14}\,Re_ж^n =$$

$$= 0{,}105 \cdot 1 \cdot 1{,}04 \cdot 4{,}74^{-0{,}54} \cdot 2{,}5^{-0{,}14} \cdot 3144{,}6^{0{,}72} = 13{,}67,$$

где $c = 0{,}105$; $C_s = 1{,}04$ при $s_2/d_н = 0{,}08/0{,}038 = 2{,}1$; $C_z = 1$ при числе рядов труб в направлении потока воздуха $z > 4$; $n = 0{,}72$ — коэффициенты для коридорного пучка труб.

Уравнение справедливо при $Re_ж = 500 \div 25\,000$, $d_н/s_р = 3 \div 8$, $h/s_р = 0{,}36 \div 4{,}3$. В нашем случае $d_н/s_р = 0{,}038/0{,}008 = 4{,}74$, $h/s_р = 0{,}02/0{,}008 = 2{,}5$.

При принятой в расчете скорости воздуха $w = 5$ м/с число Рейнольдса $Re_ж = ws_р/\nu = 5 \cdot 0{,}008/(12{,}72 \cdot 10^{-6}) = 3144{,}6$ где $\nu = 12{,}72 \cdot 10^{-6}$ м^2/с — коэффициент кинематической вязкости воздуха при $T_в = 255$ К.

Значение $\alpha_н$ равно

$$\alpha_н = Nu_ж\lambda_в/s_р = 13{,}67 \cdot 2{,}295 \cdot 10^{-2}/0{,}008 = 39{,}2\ Вт/(м^2 \cdot К),$$

где $\lambda_в = 2{,}295 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности воздуха при $T_в = 255$ К.

При температуре поверхности $T_w < 273$ К коэффициент влаговыпадения

$$\xi = 1 + 2880\frac{d_1 - d_2}{T_1 - T_2} = 1 + 2880\frac{(0{,}909 - 0{,}8075)\,10^{-3}}{256 - 254} = 1{,}132.$$

Условный коэффициент теплоотдачи от влажного воздуха, учитывающий тепло- и массообмен, термическое сопротивление инея и контакта ребер с трубами, составляет

$$\alpha_{усл} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н\xi} + \frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}} + R_{конт}} = \frac{1}{\frac{1}{39{,}2 \cdot 1{,}132} + \frac{0{,}002}{0{,}75} + 4{,}5 \cdot 10^{-3}} =$$

$$= 33{,}7\ Вт/(м^2 \cdot К),$$

где $\delta_{ин} = 0{,}002$ м — принятая допустимая толщина слоя инея; $\lambda_{ин} = 0{,}75$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности инея (при плотности $\rho_{ин} = 10 \div 90$ кг/м^3 $\lambda_{ин} = 0{,}12 \div 2{,}3$ Вт/(м·К); $R_{конт} = 4{,}5 \cdot 10^{-3}$ м^2·К/Вт.

Условный коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, приведенный к внутренней поверхности труб,

$$\alpha_{пр.\,вн} = \alpha_{усл}\left[\frac{F_р}{F_{ор}} E_р \psi + \left(1 - \frac{F_р}{F_{ор}}\right)\right] \frac{F_{ор}}{F_{вн}} =$$

$$= 33{,}7\left[\frac{0{,}904}{1{,}0084}\, 0{,}757 \cdot 0{,}85 + \left(1 - \frac{0{,}904}{1{,}0084}\right)\right] 10{,}37 = 238 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Здесь $\psi = 0{,}85$ — коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по высоте ребра; коэффициент эффективности ребра

$$E_р = \text{th}\,(mh')/(mh') = 0{,}765/1{,}01 = 0{,}757,$$

где

$$m = \sqrt{2\alpha_к/\lambda_р \delta_р} = \sqrt{2 \cdot 39{,}2/(45{,}4 \cdot 0{,}001)} = 41{,}56 \text{ 1/м};$$

$\lambda_р = 45{,}4$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности стали; h' — условная высота круглого ребра:

$$h' = h\,[1 + 0{,}35 \ln (D/d_0)] =$$

$$= 0{,}02\,[1 + 0{,}35 \ln (0{,}078/0{,}038)] = 0{,}0243 \text{ м},$$

$$mh' = 41{,}56 \cdot 0{,}0243 = 1{,}01; \quad \text{th}\,(mh') = 0{,}765.$$

Плотность теплового потока со стороны воздуха, отнесенного к внутренней поверхности труб, $q_{F\,вн} = \alpha_{пр.\,вн}(T_в - T_w) = 238\,(255 - 250{,}8) = 1000$ Вт/м^2.

Площадь теплопередающей поверхности (внутренняя) $F_{вн} = Q_0/q_{F\,вн} = 50\,000/1000 = 50$ м^2.

Количество воздуха, проходящего через аппарат $G_в = Q_0/(i_1 - i_2) = 50/(-14{,}92 + 17{,}19) = 22{,}03$ кг/с.

Объем воздуха $V_в = G_в/\rho_в = 22{,}03/1{,}333 = 16{,}52$ м^3/с.

Живое сечение воздухоохладителя $F_ж = V_в/w = 16{,}52/5 = 3{,}507$ м^2.

Площадь поверхности теплообмена одной секции воздухоохладителя (при размещении секций в глубину аппарата)

$$F'_{вн} = F_ж \frac{\pi d_{вн}}{s_1 - (d_н + 2\delta h/s_р)} =$$

$$= 3{,}507 \frac{3{,}14 \cdot 0{,}031}{0{,}08 - (0{,}038 + 2 \cdot 0{,}001 \cdot 0{,}02/0{,}008)} = 9{,}23 \text{ м}^2.$$

Количество параллельных секций $z = F_{вн}/F'_{вн} = 50/9{,}23 = 5{,}42$, принимается $z = 6$.

Общая длина труб в секции

$$L_1 = \frac{F_ж}{s_1 - (d_н + 2\delta h/s_р)} = \frac{3{,}507}{0{,}08 - (0{,}038 + 2 \cdot 0{,}001 \cdot 0{,}02/0{,}008)} = 94{,}78 \text{ м}.$$

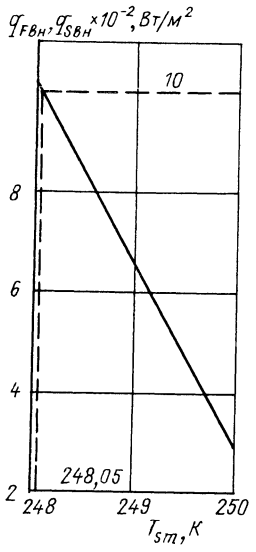


Рис. 4.11. К расчету сухого рассольного воздухоохладителя

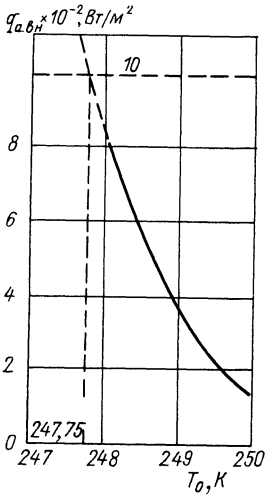


Рис. 4.12. К расчету сухого воздухоохладителя

Число рядов труб в секции

$$m = \sqrt{L_1(s_1K)} = \sqrt{94{,}78/(0{,}08K)}.$$

При $K = B/H = 1$ $m = 34{,}42$, при $K = 2$ $m = 24{,}34$; принимается $m = 24$, тогда $K = L_1/(s_1m^2) = 94{,}78/(0{,}08 \cdot 24^2) = 2{,}057$.

Длина трубы в секции аппарата при общем числе $m = 24$: $l = L_1/m = 94{,}78/24 = 3{,}95$ м.

Среднюю температуру рассола в воздухоохладителе определяют по известной плотности теплового потока со стороны воздуха $q_{F\,вн} = 1000$ Вт/м^2 с помощью графика $q_{F\,вн} = f(T_{sm})$ на рис. 4.11 и данных в табл. 4.2.

Из графика на рис. 4.11 $T_{sm} = 248$ К (248,05 К).

Пример 2. По условиям предыдущего примера определить температуру кипения аммиака в воздухоохладителе.

Средний коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока при кипении аммиака внутри горизонтальной трубы определяются по уравнению (7.71) с учетом уравнений (7.15), (7.16) и (7.55) [47].

По данным табл. 4.3 построен график $q_{a.\,вн} = f(T_0)$ на рис. 4.12, согласно которому температура кипения аммиака $T_0 = 247{,}75$ К.

Пример 3. По условиям примера 1 расчет сухого воздухоохладителя холодопроизводительностью 10 кВт с кипением $R12$.

Таблица 4.2. **Данные расчетов для построения зависимости** $q_{FBH} = f(T_{sn})$

Определяемая величина	Средняя температура рассола T_{sm}, К		
	250	249	248
Свойства раствора $CaCl_2$:			
температура замерзания $T_{зам}$, К	241,8	241,8	241,8
удельная теплоемкость c_s, кДж/(кг·К)		2,805	
плотность ρ_s, кг/м³ (при $t = 15$ °С)		1240	
коэффициент кинематической вязкости $\nu_s \cdot 10^6$, м²/с	9,648	10,024	10,4
коэффициент теплопроводности λ_s, Вт/(м·К)	0,503	0,502	0,501
число Прандтля $Pr_ж$	66,6	69,3	72
Скорость течения рассола w_s, м/с, при $\Delta t_s = 4$ °С:		0,794	
$w_s = 4Q_0/\pi d_{вн}^2 z c_s \Delta t_s \rho_s$			
Число Рейнольдса	2551	2455	2367
$Re_ж = w_s d_{вн}/\nu_s$			
Число Нуссельта (при переходном режиме течения жидкости)	27,75	26,78	26,44
$Nu_ж = 0{,}021 Re_ж^{0,8} Pr_ж^{0,43} \varepsilon_{пер}$			
Коэффициент теплоотдачи со стороны рассола:	440,5	433,7	427,3
$\alpha_{s\,вн} = Nu_ж \lambda_s / d_{вн}$			
Плотность теплового потока со стороны рассола (при $\theta_s = T_w - T_{sm}$, $\sum \delta/\lambda = 0.4 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт)	299,6	665,3	1021,8
$q_{s\,вн} = \dfrac{\theta_s}{1/\alpha_{s\,вн} + \sum \delta/\lambda}$			

Данные из примера 1:

параметры воздуха на входе в воздухоохладитель: $T_{в1} = 256$ К, $\varphi_1 = 90$ %, $d_1 = 0{,}909 \cdot 10^{-3}$ кг/кг, $i_1 = -14{,}92$ кДж/кг;

параметры воздуха после воздухоохладителя $T_{в2} = 254$ К, $\varphi_2 = 95$ %, $d_2 = 0{,}8075 \cdot 10^{-3}$ кг/кг, $i_2 = -17{,}19$ кДж/кг;

тепловлажностное отношение $\varepsilon = 22\,365$;

температура поверхности воздухоохладителя $T_w = 250{,}8$ К.

Характеристика теплопередающей поверхности: трубы медные с насадными пластинчатыми ребрами, расположение труб в пучке коридорное.

Диаметр трубы, м:	
наружный $d_н$	0,012
внутренний $d_{вн}$	0,01
Шаг ребер $s_р$, м	0,004
Толщина ребер δ, м	0,0004
Шаг труб в пучке, м:	
по фронту s_1	0,045
в глубину s_2	0,045

Таблица 4.3. Данные расчета для построения зависимости $q_{\text{а. вн}} = f(T_0)$

Определяемая величина	Температура кипения аммиака T_0, К		
	250	249	248
Свойства аммиака:			
давление кипения p_0, бар	1,6622	1,5879	1,5162
плотность насыщенной жидкости ρ', кг/м³	668,9	670,1	671,4
коэффициент кинематической вязкости $\nu \times 10^6$, м²/с	0,3564	0,3592	0,362
коэффициент теплопроводности λ, Вт/(м·К)	0,5465	0,546	0,5456
число Прандтля, $\text{Pr}_{\text{ж}}$	1,9685	1,984	1,9995
удельная массовая холодопроизводительность R717 при условии подачи насыщенной жидкости $q_0 = r_0$, кДж/кг	1339,7	1342,7	1345,8
Скорость жидкого аммиака в трубах w, м/с: $w = 4Q_0/\pi d_{\text{вн}}^2 z q_0 \rho'$	0,0123	0,0123	0,0122
Число Рейнольдса $\text{Re}_{\text{ж}} = w d_{\text{вн}}/\nu$	1072,2	1059,6	1044,7
Число Грасгофа $\text{Gr}_{\text{ж}} \times 10^{-5}$: $\text{Gr}_{\text{ж}} = \beta g (T_w - T_0) d_{\text{вн}}^3/\nu^2$	73,63	163,74	251,79
Число Рэлея $\text{Ra}_{\text{ж}} \times 10^{-5}$: $\text{Ra}_{\text{ж}} = \text{Gr}_{\text{ж}}\text{Pr}_{\text{ж}}$	144,93	324,85	503,45
Число Пекле $\text{Pe}_{\text{ж}} = \text{Re}_{\text{ж}}\text{Pr}_{\text{ж}}$	2111	2102	2089
Поправочный множитель ε_l при $l/d_{\text{вн}} = 3{,}95/0{,}031 = 127{,}4 > 50$		1	
Число Нуссельта при ламинарном режиме течения жидкости и при $\text{Ra}_{\text{ж}} > 8 \cdot 10^5$: $\text{Nu}_{\text{ж}} = 0{,}15\,\text{Pe}_{\text{ж}}^{0,33}\text{Ra}_{\text{ж}}^{0,1}\varepsilon_l$	10,01	10,83	11,32
Средний коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении аммиака: $\alpha_w = \text{Nu}_{\text{ж}}\lambda/d_{\text{вн}}$	176,4	190,8	199,2
Средний коэффициент теплоотдачи к аммиаку в зоне развитого кипения * $\alpha_p = 13{,}85 p_0^{0,7}(T_w - T_0)^{2,333}$	11,7	75,4	204,7
Средний коэффициент теплоотдачи при кипении аммиака внутри трубы: $\alpha_{\text{а. вн}} = \alpha_w [1 + (\alpha_p/\alpha_w)^{1,5}]^{0,667}$	178,4	221,2	320,7
Плотность теплового потока со стороны аммиака с учетом термического сопротивления стенки и загрязнений ($R = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт): $q_{\text{а. вн}} = \dfrac{T_w - T_0}{1/\alpha_{\text{а. вн}} + R}$	135,5	373,4	819,2

* Преобразованное уравнение (7.55) из работы [47].

Тепловой расчет. Коэффициент оребрения

$$\beta = F_{ор}/F_{вн} = 0{,}99/0{,}0314 = 31{,}5,$$

где площадь поверхности ребер

$$F_р = 2\left(s_1 s_2 - \frac{\pi d_н^2}{4}\right)\frac{1}{s_р} =$$

$$= 2\left(0{,}045 \cdot 0{,}045 - \frac{3{,}14 \cdot 0{,}012^2}{4}\right)\frac{1}{0{,}004} = 0{,}956 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Площадь поверхности межреберных участков $F_{мр} = \pi d_н (1 - \delta/s_р) = 3{,}14 \cdot 0{,}012\ (1 - 0{,}0004/0{,}004) = 0{,}0339$ м^2/м. Внутренняя площадь поверхности $F_{вн} = \pi d_{вн} = 3{,}14 \cdot 0{,}01 = 0{,}0314$ м^2/м. Наружная площадь поверхности $F_{ор} = F_р + F_{мр} = 0{,}99$ м^2/м.

Коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока со стороны воздуха, отнесенные к внутренней поверхности, при коридорном расположении труб в пучке рассчитывают по уравнению (7.20) из работы [47].

Число Нуссельта

$$\mathrm{Nu}_ж = c\,\mathrm{Re}_ж^n (L/d_э)^m.$$

Уравнение применимо при $s_р/d_н = 0{,}18 \div 0{,}35$, $s_1/d_н = 2 \div 5$, $L/d_э = 4 \div 50$. В нашем случае $s_р/d_н = 0{,}004/0{,}012 = 0{,}333$, $s_1/d_н = 0{,}045/0{,}012 = 3{,}75$, $L/d_э > 5$ (даже при $L = s_2$), число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_ж = w d_э/\nu = 5 \cdot 0{,}0065/(12{,}72 \cdot 10^{-6}) = 2552,$$

где эквивалентный диаметр

$$d_э = \frac{2\,(s_1 - d_н)\,(s_р - \delta_р)}{(s_1 - d_н) + (s_р - \delta_р)} = \frac{2\,(0{,}045 - 0{,}012)\,(0{,}004 - 0{,}0004)}{(0{,}045 - 0{,}012) + (0{,}004 - 0{,}0004)} =$$

$$= 0{,}0065 \text{ м}.$$

Так как не соблюдается условие $\mathrm{Re} = 500 \div 2500$, уменьшим скорость воздуха до $w = 4{,}5$ м/с, тогда $\mathrm{Re}_ж = 4{,}5 \times \times 0{,}0065/(12{,}72 \cdot 10^{-6}) = 2297$.

Коэффициенты c и n зависят от неизвестного отношения $L/d_э$ (L — длина поверхности в направлении потока), поэтому дальнейший расчет выполнен при $L/d_э = \mathrm{var}$ (табл. 4.4).

Температура кипения $R12$ находится из условия равенства теплового потока со стороны рабочего вещества полученному значению $q_{F\,вн} = 3332$ Вт/м^2.

При тепловых потоках $q_F > 3000$ Вт/м^2 плотность теплового потока при кипении $R12$ в трубах определяют с учетом уравнения (7.70) в работе [47] по формуле

$$q_{F\,вн} = A^{2,5}\,(w\rho/d_{вн})^{0,5}\,(T_w - T_0)^{2,5}.$$

Таблица 4.4. **Расчет сухого воздухоохладителя**

Определяемая величина	Количество рядов труб в направлении потока воздуха a				
	1	2	3	4	5
Длина поверхности в направлении потока воздуха $L = s_2 a$	0,045	0,09	0,135	0,18	0,225
Отношение $L/d_э$	6,923	13,85	2,077	27,7	34,62
$c = 0{,}518 - 0{,}02315\,(L/d_э) + 0{,}425\cdot10^{-3} \times (L/d_э)^2 - 3\cdot10^{-6} \times \times (L/d_э)^3\,(1{,}36 - 0{,}24\mathrm{Re}_ж/1000)$	$377{,}3\cdot10^{-3}$	$272{,}5\cdot10^{-3}$	$199\cdot10^{-3}$	$151{,}3\cdot10^{-3}$	$125{,}3\cdot10^{-3}$
Показатели степеней в уравнении (7.20) [47]:					
$n = 0{,}45 + 0{,}0066L/d_э$	0,496	0,541	0,587	0,633	0,678
$m = -0{,}28 + 0{,}08\mathrm{Re}_ж/1000$			−0,096		
Число Нуссельта $\mathrm{Nu}_ж = c\,\mathrm{Re}_ж^n\,(L/d_э)^m$	14,6	13,9	14	14,8	16,9
Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м²·К): $\alpha_к = \mathrm{Nu}_ж\lambda/d_э$	51,5	49,1	49,4	52,3	59,7
Условный коэффициент теплоотдачи от влажного воздуха, Вт/(м²·К): $\alpha_{усл} = \dfrac{1}{1/(\alpha_к\xi) + R_{ин} + R_{конт}}$, где $\xi = 1{,}132$; $R_{ин} = \delta_{ин}/\lambda_{ин} = 0{,}001/0{,}25 = 4\cdot10^{-3}$ К/Вт; $R_{конт} = 4{,}5\cdot10^{-3}$ м²·К/Вт	39	37,7	37,9	39,4	42,9
Параметр m, 1/м: $m = \sqrt{2\alpha_к/(\lambda_р\delta_р)}$, где $\lambda_р = 203{,}5$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности алюминия	35,57	34,73	34,84	35,85	38,3

Определяемая величина	Количество рядов труб в направлении потока воздуха a				
	1	2	3	4	5
Условная высота прямоугольного ребра, м: $h' = 0{,}5d_н(\rho' - 1)(1 + 0{,}805 \lg \rho')$, где $\rho' = (1{,}28s_м/d_н)\sqrt{s_1/s_2 - 0{,}2} = 4{,}3$			0,0299		
Коэффициент эффективности ребра $E_р = \text{th}(mh')/mh'$	0,74	0,749	0,747	0,737	0,782
Условный коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, приведенный к внутренней поверхности трубы, Вт/(м²·К): $\alpha_{пр.\,вн} = \alpha_{усл}[E\psi F_р/F_{ор} + (1 - F_р/F_{ор})]\,F_{ор}/F_{вн}$	788,4	770,9	773	793,4	913,8
Плотность теплового потока со стороны воздуха, отнесенного к внутренней поверхности, Вт/м²: $q_{F\,вн} = \alpha_{пр.\,вн}(T_в - T_ω)$	3311	3238	3247	3332	3838
Площадь теплопередающей поверхности, м²: $F_{вн} = Q_0/q_{F\,вн}$	3,02	3,09	3,08	3	2,6
Масса воздуха, проходящего через аппарат, кг/с: $G_в = Q_0/(i_1 - i_2)$			4,405		
Объем воздуха, м³/с: $V_в = G_в/\rho_в$			3,305		
Площадь живого сечения воздухоохладителя, м²: $F_ж = V_в/w$			0,734		
Площадь поверхности теплообмена одной секции (при размещении их в глубину), м²: $F'_{вн} = F_ж \pi d_{вн}/[(s_1 - (d_н + 2\delta h/s_р)]$			0,776		
Количество параллельных секций * $z = F_{вн}/F'_{вн}$	3,9	3,98	3,97	3,86	3,35

* Принимается $z = 4$, при этом $q_{F\,вн} = 3332$ Вт/м².

Таблица 4.5. Определение температуры кипения в сухом воздухоохладителе

Определяемая величина	Температура кипения $R12$, T_0, К		
	248	247	246
Удельная массовая холодопроизводительность $R12$ при условии подачи насыщенной жидкости $q_0 = r_0$, кДж/кг	165,47	165,85	166,27
Коэффициент A	0,89875	0,889	0,87925
Плотность $R12$ ρ', кг/м³	1472	1475	1478
Массовая скорость $R12$ в трубах, кг/(м²·с): $w\rho' = 4Q_0/(\pi d_{вн}^2 z q_0)$,	192,5	192	191,5
где $z = 4$			
Плотность теплового потока, Вт/м²: $q_{F\,вн} = A^{2,5}(w\rho/d_{вн})^{0,5}(T_w - T_0)^{2,5}$	1394	2906	5064

Согласно графику на рис. 4.13 и данным табл. 4.5 $T_0 = 246{,}8$ К.

Конструктивные размеры воздухоохладителя. Общая длина труб в одной секции

$$L_1 = \frac{F_ж}{s_1 - \left(d_н + \frac{2\delta h}{s_р}\right)} = \frac{0{,}734}{0{,}045 - \left(0{,}012 + \frac{2 \cdot 0{,}0004 \cdot 0{,}0165}{0{,}04}\right)} =$$

$$= 22{,}467 \text{ м}.$$

Число рядов труб в секции

$$m = \sqrt{L_1/(s_1 k)} = \sqrt{22{,}467/(0{,}045 \cdot 1)} = 22{,}34,$$

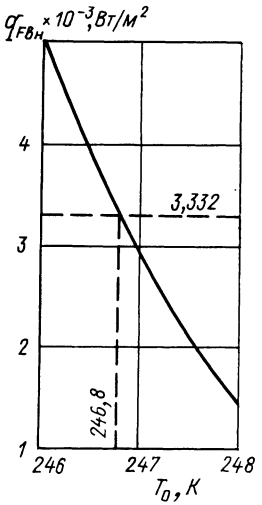


Рис. 4.13. К расчету сухого воздухоохладителя

где $k = l/H = 1$ — вспомогательная величина, определяющая соотношение длины и высоты аппарата. Принимается $m = 22$.

Длина труб $l = L_1/m = 22{,}467/22 = 1{,}021$ м.

Высота аппарата $H = ms_1 = 22 \cdot 0{,}045 = 0{,}99$ м. Длина аппарата в глубину $L_{гл} = zs_2 = 4 \cdot 0{,}045 = 0{,}18$ м.

Общая внутренняя площадь теплопередающей поверхности $F_{вн} = \pi d_{вн} L_1 z = 3{,}14 \cdot 0{,}01 \cdot 22{,}467 \cdot 4 = 2{,}823$ м².

Общая наружная площадь теплопередающей поверхности $F_{нар} = F_{вн}\beta = 2{,}823 \cdot 31{,}5 = 88{,}92$ м².

Таблица 4.6. **Параметры работы воздухоохладителя в зависимости от коэффициента орошения μ**

Определяемая величина	Коэффициент орошения μ				
	1,5	2	2,5	3	3,5
Степень нагрева охлаждающей воды, °С: $\Delta t_w = (i_1 - i_2)/(\mu c_w)$	1,97	1,48	1,18	0,98	0,84
Энтальпийный коэффициент η_i	0,825	0,83	0,84	0,855	0,87
Температурный коэффициент η_t	0,9	0,905	0,91	0,91	0,91
Энтальпия охлаждающей воды после воздухоохладителя: $i_{w2} = i_1 - (i_1 - i_2)/\eta_i$	26,53	26,62	26,8	27,06	27,3
Температура охлаждающей воды после воздухоохладителя T_{w2}, К	281,68	281,71	281,79	281,91	282,02
Температура охлаждающей воды на входе в воздухоохладитель, К: $T_{w1} = T_{w2} - \Delta t_w$	279,71	280,23	280,61	280,93	281,98
Температура воздуха в конце действительного процесса охлаждения, К: $T_{2д} = T_1 - (T_1 - T_{w2})/\eta_t$	282,61	282,59	282,62	282,73	282,83

Пример 4. Расчет мокрого воздухоохладителя форсуночного типа холодопроизводительностью $Q_0 = 70$ кВт.

Исходные данные

Начальное состояние воздуха:
температура T_1, К 291
относительная влажность φ_1, % 70
Конечное состояние воздуха:
температура T_2, К 283
относительная влажность φ_2, % 98

Параметры воздуха при входе в аппарат: $T_1 = 291$ К, $\varphi_1 = 70$ %; $d_1 = 0{,}00917$ кг/кг; $i_1 = 41{,}5$ кДж/кг. Параметры воздуха при выходе из аппарата: $T_{2д} = 283$ К; $\varphi_{2д} = 98$ %; $d_{2д} = 0{,}0075656$ кг/кг; $i_{2д} = 29{,}15$ кДж/кг.

Масса воздуха, проходящего через воздухоохладитель, $G_в = Q_0/(i_1 - i_{2д}) = 70/(41{,}5 - 29{,}15) = 5{,}668$ кг/с.

Масса отводимой влаги $W_0 = G_в (d_1 - d_{2д}) = 5{,}668\ (0{,}00917 - 0{,}0075656) = 0{,}0091$ кг/с.

На параметры воздуха после воздухоохладителя влияет коэффициент орошения μ. Принимая μ = var при принятой массовой скорости воздуха $\omega\rho = 2{,}5$ кг/(м²·с) и определяя температуру воздуха в конце действительного процесса $T_{2д}$, можно найти при совпадении $T_{2д}$ с заданной необходимое значение μ. Результаты этих расчетов приведены в табл. 4.6. Наилучшая сходимость

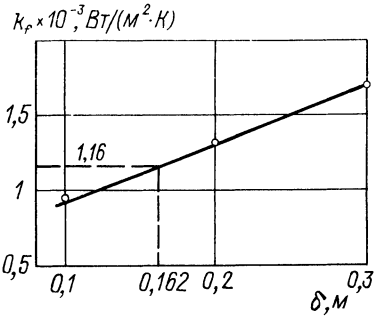


Рис. 4.14. К расчету воздухоохладителя с насадкой

результатов ($T_{2д}$ принятой и рассчитанной) при коэффициенте орошения $\mu = 3,5$.

Масса воды, подаваемой через форсунки, $G_w = \mu G_в = 3,5 \times 5,668 = 19,838$ кг/с.

Поперечное сечение воздухоохладителя $F = G_в/(w\rho) = 5,668/2,5 = 2,2672$ м².

Общее число форсунок при числе рядов форсунок $z = 3$ и числе форсунок в ряду $m = 14$: $n_{общ} = zmF = 3 \cdot 14 \cdot 2,2672 = 95$. Расход воды на одну форсунку $g_w = G_w/n_{общ} = 19,838/95 = 0,209$ кг/с.

Пример 5. По условиям предыдущего примера расчет «мокрого» воздухоохладителя с насадкой.

Средняя логарифмическая разность температур в воздухоохладителе при температуре воды на входе $T_{w1} = 276$ К и на выходе $T_{w2} = 280$ К

$$\theta_m = \frac{(T_1 - T_{w2}) - (T_2 - T_{w1})}{\ln[(T_1 - T_{w2})/(T_2 - T_{w1})]} = \frac{(291 - 280) - (283 - 276)}{\ln[(291 - 280)/(283 - 276)]} = 8,85°C.$$

Расход охлаждающей воды $G_w = Q_0/(c_w \Delta t_w) = 70/(4,187 \cdot 4) = 4,18$ кг/с.

Площадь решетки при принятой скорости воздуха $w = 1$ м/с: $F_р = G_в/(w\rho) = 5,668/(1,0 \cdot 1,23) = 4,61$ м², где $\rho = 1,23$ кг/м³ — плотность воздуха при $T_{в.ср} = 287$ К.

Интенсивность орошения, или высота дождя: $H_w = G_w/(\rho_w F_р) = 4,18/(1000 \cdot 4,61) = 0,907 \cdot 10^{-3}$ м/с.

Условный коэффициент теплопередачи k_f, отнесенный к 1 м² площади поперечного сечения воздухоохладителя: $k_f = Q_0/(F_р \theta_m \xi_д) = 70000/(4,61 \cdot 8,85 \cdot 1,4784) = 1160,5$ Вт/(м²·К), где $\xi_д = Q_0/(Q_0 - rW_0) = 70/(70 - 2489,2 \cdot 0,0091) = 1,4784$ — коэффициент влаговыпадения; $r = 2489,2$ кДж/кг — теплота парообразования воды при $T_{w\,ср} = 278$ К.

Условный коэффициент теплопередачи в зависимости от толщины слоя колец δ по формуле (7.158) работы [47] составляет

$$k_f = (0,1015 + 0,5943\delta)\, 10^5 H_w^{0,42} (w\rho)^{0,5+0,6\delta}.$$

δ, м	0,1	0,2	0,3
k_f, Вт/(м²·К)	953	1321,5	1698,9

Согласно графику на рис. 4.14 толщина слоя колец $\delta = 0,162$ м.

4.4. ТЕПЛООБМЕННИКИ

Пример 1. Расчет горизонтального кожухотрубного элементного регенеративного теплообменника (рис. 4.15) паровой холодильной машины по условиям примера 2 параграфа 1.2.

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0, кВт	100
Температура рабочего вещества, К:	
кипения T_0	268
конденсации $T_к$	313
Температура, К:	
всасываемого в компрессор пара T_I	283
жидкости перед дросселированием T_4	302
Рабочее вещество	R12

Тепловая нагрузка на теплообменник $Q_т = Q_0 q_т / q_0 = 100 \times$ $\times$ 11/120,7 = 9,1135 кВт, где $q_т = i_1 - i_а = i_3 - i_4 =$ 1007,7 — — 996,7 = 887— 876 = 11 кДж/кг — удельная массовая нагрузка на теплообменник; $q_0 = i_а - i_5 =$ 996,7 — 876 = = 120,7 кДж/кг — удельная массовая холодопроизводительность (см. рис. 1.6).

Основные размеры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы медные с накатанными ребрами; внутренний диаметр трубы $d_{вн}$ = 0,0132 м; диаметр трубы по окружности впадин d_0 = 0,0165 м; диаметр трубы по окружности выступов $d_н$ = 0,021 м; шаг ребер u = 0,002 м; площадь наружной поверхности $F_н$ = 0,165464 м²/м; площадь внутренней поверхности $F_{вн}$ = 0,041134 м²/м; коэффициент оребрения (по отношению

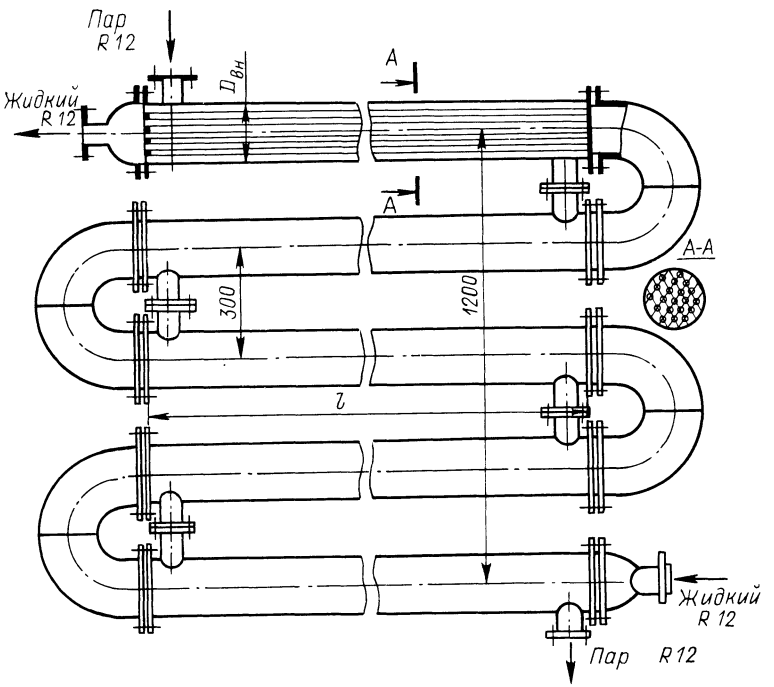


Рис. 4.15. Элементный регенеративный теплообменник

к внутренней поверхности) $F_н/F_{вн} = 4$; внутренний диаметр обечайки кожухотрубного элемента $D_{вн} = 0{,}125$ м.

Физические свойства рабочего вещества жидкий $R12$: средняя температура $T_{ж.\,ср} = 307{,}5$ К; плотность $\rho_ж = 1255$ кг/м^3; теплоемкость $c_ж = 991$ Дж/(кг·К); коэффициент теплопроводности $\lambda_ж = 0{,}0654$ Вт/(м·К); коэффициент динамической вязкости $\mu_ж = 0{,}246 \cdot 10^{-3}$ Па·с; коэффициент кинематической вязкости $\nu_ж = 0{,}1927 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; коэффициент температуропроводности $a_ж = 0{,}5168 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Физические свойства рабочего вещества пар $R12$: средняя температура $T_{п.\,ср} = 275{,}5$ К; плотность $\rho_п = 14{,}5$ кг/м^3; теплоемкость $c_п = 611{,}3$ Дж/(кг·К); коэффициент теплопроводности $\lambda_п = 0{,}9159 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); коэффициент динамической вязкости $\mu_п = 12{,}177 \cdot 10^{-6}$ Па·с; коэффициент кинематической вязкости $\nu_п = 0{,}634 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; коэффициент температуропроводности $a_п = 0{,}776 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Расход рабочего вещества $G_а = Q_т/q_т = 9{,}1135/11 = 0{,}8285$ кг/с.

Площадь трубного пространства по поперечному сечению кожухотрубного элемента $F_{тр} = n\pi d_{вн}^2/4 = 18 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0132^2/4 = 0{,}00246$ м^2. Площадь поперечного сечения элемента по межтрубному пространству $F_{м\,тр} = \pi\,(D_{вн}^2 - nd_н^2)/4 = 3{,}14\,(0{,}125^2 - 18 \cdot 0{,}021^2)/4 = 0{,}00603$ м^2. Эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$$d_{эк} = (D_{вн}^2 - nd_н^2)/(nd_н) =$$

$$= (0{,}125^2 - 18 \cdot 0{,}021^2)/(18 \cdot 0{,}021) = 0{,}0203 \text{ м}.$$

Скорость жидкости в трубах $w_ж = G_а/(\rho_ж F_{тр}) = 0{,}8285 \times (1255 \cdot 0{,}00246) = 0{,}268$ м/с.

Число Рейнольдса $\mathrm{Re} = w_ж d_{эк}/\nu_ж = 0{,}268 \cdot 0{,}0132/(0{,}1927 \times 10^{-6}) = 18358$. Число Прандтля $\mathrm{Pr} = \nu_ж \rho_ж c_ж/\lambda_ж = 0{,}1927 \times 10^{-6} \cdot 1255 \cdot 991/0{,}0654 = 3{,}66$. Число Нуссельта для турбулентного режима течения жидкости ($\mathrm{Re} > 1 \cdot 10^4$ и $\mathrm{Pr} \geqslant 0{,}7$) $\mathrm{Nu} = 0{,}021\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}43}\,\varepsilon_c\varepsilon_l$, где ε_c — поправка, отражающая влияние направления теплового потока на теплопередачу (при малых температурных напорах, характерных для холодильных аппаратов, можно принять $\varepsilon_c = 1$); ε_l — поправка, отражающая влияние l/d и числа Re. При $l/d > 50$ значение $\varepsilon_l = 1$. Число Нуссельта $\mathrm{Nu} = 0{,}021 \cdot 18358^{0{,}8} \cdot 3{,}66^{0{,}43} = 94{,}53$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости $\alpha_ж = \mathrm{Nu}\lambda_ж/d_{вн} = 94{,}53 \cdot 0{,}0654/0{,}0132 = 468{,}36$ Вт/(м^2·К).

Скорость пара в межтрубном пространстве $w_п = G_а/(\rho_п F_{мтр}) = 0{,}8285/(14{,}5 \cdot 0{,}00603) = 9{,}48$ м/с.

Число Рейнольдса $\mathrm{Re} = w_п d_{эк}/\nu_п = 9{,}48 \cdot 0{,}0203/(0{,}634 \times 10^{-6}) = 303539$. Число Прандтля $\mathrm{Pr} = \nu_п \rho_р c_п/\lambda_п = 0{,}034 \times 10^{-6} \cdot 14{,}5 \cdot 611{,}3/(0{,}9159 \cdot 10^{-2}) = 0{,}968$. Число Нуссельта для турбулентного течения пара ($\mathrm{Re} > 2 \cdot 10^4$) $\mathrm{Nu} = 0{,}23\mathrm{Re}^{0{,}65} \times \mathrm{Pr}^{0{,}33} = 0{,}23 \cdot 303539^{0{,}65} \cdot 0{,}968^{0{,}33} = 841{,}72$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны пара $\alpha_п = Nu\lambda_п/d_{эк} = 841{,}72 \cdot 0{,}9159 \cdot 10^{-2}/0{,}0203 = 379{,}77$ Вт/(м^2·К).

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к площади внутренней поверхности труб, $k = 1/[(1/\alpha_п) + \sum(\delta_i/\lambda_i) + (1/\alpha_ж) \times (F_{вн}/F_н)] = 1/(1/379{,}77 + 0{,}3 \cdot 10^{-3} + 1/468{,}35 \cdot 4) = 288{,}45$ Вт/(м^2·К), где $\sum(\delta_i/\lambda_i) = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$ м^2·К/Вт — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_m = \frac{(T_н - T_0) - (T_к - T_1)}{2{,}3 \lg \frac{T_н - T_0}{T_к - T_1}} = \frac{(302 - 268) - (313 - 283)}{2{,}3 \lg \frac{302 - 268}{313 - 283}} = 32 \text{ К}.$$

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{т.\,вн} = Q_т/(k\theta_m) = 100\,000/(288{,}45 \cdot 32) = 10{,}83$ м^2.

Общая длина теплообменной трубы $L = F_{т.\,вн}/(\pi d_{вн} n) = 10{,}83/(18 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0132) = 14{,}5$ м.

Число элементов при принятой эффективной длине трубы (расстояние между трубными досками): $l = 3$ м, $m = L/l = 14{,}5/3 = 4{,}83$. Принимаем пять элементов.

Гидравлическое сопротивление аппарата по трубному пространству (тракт жидкого рабочего вещества). Относительная площадь сечения для прохода жидкости в трубах $\sigma_с = n(d_{вн}/D_{вн})^2 = 18\,(0{,}0132/0{,}125)^2 = 0{,}182$. Параметры: $N = 1{,}5 - 2{,}5\sigma_с\,(1 - \sigma_с) = 1{,}5 - 2{,}5 \cdot 0{,}182\,(1 - 0{,}182) = 1{,}1278$;

$$M = \sqrt{0{,}67\,(\zeta_т l/d_{вн} + N)} = \sqrt{0{,}67(0{,}025 \cdot 3/0{,}0132 + 1{,}1278)} = 2{,}14,$$

где $\zeta_т = 0{,}02 \div 0{,}03$; принимается $\zeta_т = 0{,}025$.

Минимальный диаметр патрубка на входе жидкости, при котором можно пренебречь неравномерностью распределения ее по трубам,

$$d_{min} = d_{вн}\sqrt{n}/M = 0{,}0132\sqrt{18/2{,}14} = 0{,}038 \text{ м}.$$

Принятые диаметры патрубков на входе в аппарат и выходе из него жидкости $d_{ж1} = d_{ж2} = 0{,}05$ м (труба 57 × 3,5 мм); диаметр калача $d_к = 0{,}05$ м.

Площадь сечения для прохода жидкости: во входном и выходном патрубках $f_{ж1} = f_{ж2} = \pi d_ж^2/4 = 0{,}785 \cdot 0{,}05^2 = 0{,}00196$ м^2; перед входом в трубный пучок $f_{тр} = \pi D_{вн}^2/4 = 0{,}785 \cdot 0{,}125^2 = 0{,}01227$ м^2; в калаче $f_к = \pi d_к^2/4 = 0{,}785 \cdot 0{,}05$ м^2 $= 0{,}00196$ м^2.

Скорость жидкости: во входном и выходном патрубках

$$w_{ж.\,п} = G_а/(\rho_ж f_{ж1}) = 0{,}8285/(1255 \cdot 0{,}00196) = 0{,}337 \text{ м/с};$$

в калаче $w_к = G_а/(\rho_ж f_к) = 0{,}8285/(1255 \cdot 0{,}00196) = 0{,}337$ м/с; в трубах $w_ж = 0{,}268$ м/с.

Относительные площади сечений для прохода жидкости: во входном и выходном патрубках $\sigma_{с1} = \sigma_{с2} = f_ж/f_{тр} = 0{,}00196/0{,}01227 = 0{,}16$; из входной камеры в трубы $\sigma_{с3} = F_{тр}/f_{тр} = 0{,}00246/0{,}01227 = 0{,}2$.

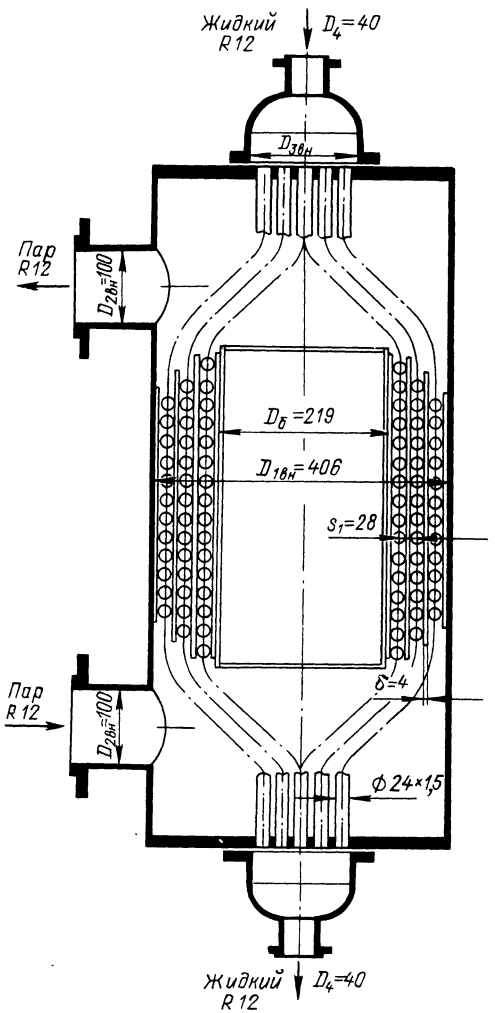


Рис. 4.18. Вертикальный кожухотрубный регенеративный теплообменник

Коэффициент потери давления в трубах: на входе $k_{вх} = \varphi_1(\sigma_{с3}, Re) = 0{,}325$ [24]; на выходе $k_{вых} = \varphi_2(\sigma_{с3}, Re) = 0{,}65$.

Коэффициенты местного сопротивления: во входном патрубке $\zeta_1 = \varphi_1(\sigma_{с1}) = 0{,}46$ [26]; в выходном патрубке $\zeta_2 = \varphi_2(\sigma_{с2}) = 0{,}775$; на входе в трубный пучок $\zeta_3 = 1 + k_{вх} - \sigma_{с3}^2 = 1 + 0{,}325 - 0{,}2^2 = 1{,}285$; на выходе из трубного пучка $\zeta_4 = 1 - \sigma_{с3}^2 - k_{вых} = 1 - 0{,}2^2 - 0{,}65 = 0{,}31$; на поворотах $\zeta_5 = 2$.

Местные сопротивления: во входном патрубке $\Delta p_{м1} = \zeta_1 \omega_{ж.\,пр}^2 \rho_ж/2 = 0{,}46 \cdot 0{,}337^2 \cdot 1255/2 = 32{,}78$ Па; в выходном патрубке $\Delta p_{м2} = \zeta_2 \omega_{ж.\,пр}^2 \rho_ж/2 = 0{,}775 \times 0{,}337^2 \cdot 1255/2 = 55{,}23$ Па; на входе в трубный пучок $\Delta p_{м3} = \zeta_3 \omega_{ж}^2 \rho_ж/2 = 1{,}285 \cdot 0{,}268^2 \cdot 1255/2 = 57{,}9$ Па; на выходе из трубного пучка $\Delta p_{м4} = \zeta_4 \omega_к^2 \rho_ж/2 = 0{,}31 \cdot 0{,}337^2 \cdot 1255/2 = 22{,}1$ Па; на поворотах в калачах $\Delta p_{м5} = \zeta_5 n_к \omega_к^2 \rho_ж/2 = 2 \cdot 4 \cdot 0{,}337^2 \cdot 1255/2 = 570{,}1$ Па, где $n_к = 4$ — число калачей.

Сумма местных сопротивлений $\Delta p_м = \Delta p_{м1} + \Delta p_{м2} + \Delta p_{м3} + \Delta p_{м4} + \Delta p_{м5} = 32{,}78 + 55{,}23 + 57{,}9 + 22{,}1 + 570{,}1 = 738{,}11$ Па.

Сопротивление трения $\Delta p_т = (\zeta_т \omega_ж^2 \rho_ж/2)(L/d_{вн}) = (0{,}025 \times 0{,}268^2 \cdot 1255/2)(14{,}5/0{,}0132) = 1237{,}7$ Па, где $\zeta_т = 0{,}025$ при турбулентном течении жидкости.

Общее гидравлическое сопротивление аппарата по трубному пространству $\Delta p_{тр} = \Delta p_м + \Delta p_т = 738{,}11 + 1237{,}7 = 1975{,}81$ Па.

Гидравлическое сопротивление аппарата по межтрубному пространству. Принятые диаметры патрубков на входе и выходе паров рабочего вещества и патрубков, соединяющих элементы аппарата по межтрубному пространству, $D_{2\,вн} = 0{,}1$ м (труба 108 × × 4 мм).

Площадь сечения патрубков $f_п = \pi D^2_{2\,вн}/4 = 3{,}14 \cdot 0{,}1^2/4 = 0{,}00785$ м^2.

Скорость пара в патрубках $w = G_в/(\rho_п f_п) = 0{,}8285/(14{,}5 \times \times 0{,}00785) = 7{,}28$ м/с.

Сумма местных сопротивлений на входе пара в межтрубное пространство элементов и на выходе из них $\Delta p_м = \zeta \omega^2 \rho_п n''/2 = 1{,}5 \cdot 7{,}28^2 \cdot 14{,}5 \cdot 6/2 = 3458{,}1$ Па, где $n'' = 6$ — общее число патрубков входа и выхода пара.

Гидравлический диаметр межтрубного пространства

$$d_г = \frac{D^2_{вн} - n d^2_н}{D_{вн} + n d_н} = \frac{0{,}125^2 - 18 \cdot 0{,}021^2}{0{,}125 + 18 \cdot 0{,}021} = 0{,}01528\,м.$$

Сопротивление трения $\Delta p_т = (\zeta_т \omega^2_п \rho_п/2)\,(L/d_г) = 0{,}025 \times \times 9{,}48^2 \cdot 14{,}5/2)\,(14{,}5/0{,}01528) = 15457{,}5$ Па.

Общее гидравлическое сопротивление аппарата по межтрубному пространству $\Delta p_{м.\,тр} = \Delta p_м + \Delta p_т = 3458{,}1 + 15457{,}5 = = 18915{,}6$ Па.

Пример 2. Расчет вертикального кожухотрубного регенеративного теплообменника (рис. 4.16) паровой холодильной машины по условиям примера 2 параграфа 1.2.

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0, кВт	100
Температура рабочего вещества, К:	
кипения T_0	268
конденсации $T_к$	313
Температура, К:	
всасываемого в компрессор пара T_1	283
жидкости перед дросселированием T_4	302
Рабочее вещество	*R*12
Расход рабочего вещества $G_в$, кг/с	0,8285
Тепловая нагрузка на теплообменник $Q_т$, кВт	9,1135

Физические свойства жидкого и парообразного вещества такие же, как в предыдущем примере.

Основные размеры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы медные, гладкие; внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0{,}021$ м; наружный диаметр трубы $d_н = 0{,}024$ м.

Теплообменные трубы навиваются на сердечник (вытеснитель, имеющий наружный диаметр $D_б = 219$ мм, из трубы 219×6 мм) в три ряда с расстоянием между смежными рядами по центрам труб $s_1 = 28$ мм. Толщина дистанционных пластинок $\delta = 4$ мм. Число параллельно включенных труб $n = 6$.

Таблица 4.7. **Основные размеры змеевика**

Определяемая величина	Обозначение или расчетная формула	Числовое значение для ряда змеевиков		
		1	2	3
Диаметр витка, мм	$D_в$	247	303	359
Число труб в ряду	z		2	
Шаг одного витка, мм	$t = zd_н$		48	
Длина одного витка, мм	$L_в = \sqrt{(\pi D_в)^2 + t^2}$	777	953	1128
Число витков	$N_в = L/L_в$	5,39	4,4	3,7
Высота навивки, мм	$h = N_в t$	259	211	178

Площадь трубного пространства по поперечному сечению трубного пучка $F_{тр} = n\pi d_{вн}^2/4 = 6 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}021^2/4 = 0{,}00208$ м^2.

Скорость жидкости в трубах

$$w_ж = G_а/(\rho_ж F_{тр}) = 0{,}8285/(1255 \cdot 0{,}00208) = 0{,}317 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса $Re_ж = w_ж d_{вн}/\nu_ж = 0{,}317 \cdot 0{,}021/(0{,}1927 \times \times 10^{-6}) = 34\,546$. Число Прандтля $Pr_ж = 3{,}66$. Число Нуссельта для турбулентного режима течения жидкости в змеевиках $Nu_ж = 0{,}04 Re_ж^{0,8} Pr_ж^{0,4} (d_{вн}/R_{ср})^{0,21} = 0{,}04 \cdot 34\,546^{0,8} \cdot 3{,}66^{0,4} \times \times (0{,}021/0{,}15625)^{0,21} = 188{,}36$, где $R_{ср} = D_{ср}/2 = 0{,}3125/2 = = 0{,}15625$ — средний радиус межтрубного пространства; $D_{ср} = = 0{,}5\,(D_{1\,вн} + D_б) = 0{,}5\,(0{,}406 + 0{,}219) = 0{,}3125$ м — средний диаметр межтрубного пространства; $D_{1\,вн} = D_б + 2ms_1 = = 0{,}219 + 2 \cdot 3 \cdot 0{,}028 = 0{,}387$ м — расчетный диаметр кожуха аппарата; $m = 3$ — число трубных рядов. В качестве кожуха используют трубу 426 × 10 мм. Тогда $D_{1\,вн} = 0{,}406$ м.

Коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости $\alpha_ж = = Nu_ж \lambda_ж/d_{вн} = 188{,}36 \cdot 0{,}0654/0{,}021 = 586{,}6$ Вт/(м$^2 \cdot$ К).

Скорость пара в межтрубном пространстве $w_п = G_а/[\pi \times \times D_{ср} \rho_п m\,(s_1 - d_н)] = 0{,}8285/[3{,}14 \cdot 0{,}3125 \cdot 14{,}5 \cdot 3\,(0{,}028 - - 0{,}024)] = 4{,}85$ м/с.

Число Рейнольдса $Re = w_п d_н/\nu_п = 4{,}85 \cdot 0{,}024/(0{,}634 \cdot 10^{-6}) = = 183\,596$. Число Прандтля $Pr = 0{,}968$. Число Нуссельта для турбулентного течения пара $Nu_п = 0{,}23 Re_п^{0,65} Pr_п^{0,33} = 0{,}23 \times \times 183\,596^{0,65} \cdot 0{,}968^{0,33} = 600{,}39$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны пара $\alpha_п = Nu_п \lambda_п/d_н = = 600{,}39 \cdot 0{,}9159 \cdot 10^{-2}/0{,}024 = 229$ Вт/(м$^2 \cdot$ К).

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности труб, $k = 1/[(1/\alpha_ж) + \sum (\delta_i/\lambda_i) + (1/\alpha_п)\,(d_{вн}/d_н)] = 1/[(1/586{,}6) + + 0{,}3 \cdot 10^{-3} + (1/229)\,(0{,}021/0{,}024) = 171{,}66$ Вт/(м$^2 \cdot$ К).

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{т.\,вн} = = Q_т/(k\theta_m) = 9113{,}5/(171{,}66 \cdot 32) = 1{,}659$ м^2.

Общая длина теплообменной трубы $L = F_{т.\,вн}/(n\pi d_{вн}) = 1{,}659/(6 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}021) = 4{,}19$ м. Конструктивная длина трубы $L_1 = 4{,}19 + 2 \cdot 0{,}12 = 4{,}43$ м.

Характеристика навивки змеевика приведена в табл. 4.7.

Гидравлическое сопротивление аппарата по трубному пространству. Относительная площадь сечения для прохода жидкого рабочего вещества в трубах $\sigma_c = n\,(d_{вн}/D_{з\,вн})^2 = 6\,(0{,}021/0{,}1)^2 = 0{,}2646$ м^2, где $D_{з\,вн} = 0{,}1$ м — внутренний диаметр крышки.

Параметры:

$$N = 1{,}5 - 2{,}5\sigma_c\,(1 - \sigma_c) = 1{,}5 - 2{,}5 \cdot 0{,}2646\,(1 - 0{,}2646) = 1{,}0135;$$

$$M = \sqrt{0{,}67\,(\zeta_т L_1/d_{вн} + N)} = \sqrt{0{,}67\,(0{,}025 \cdot 4{,}43/0{,}021 + 1{,}0135)} = 2{,}052,$$

где $\zeta_т = 0{,}02 \div 0{,}03$; принимается $\zeta_т = 0{,}25$.

Минимальный диаметр патрубка на входе жидкости в аппарат, обеспечивающий равномерное его распределение по трубам,

$$d_{min} = d_{вн}\sqrt{n/M} = 0{,}021\sqrt{6/2{,}052} = 0{,}036.$$

Принимаются диаметры патрубков на входе и выходе жидкости в аппарат $D_4 = 40$ мм (трубы $45 \times 2{,}5$ мм).

Площади проходных сечений:

во входном и выходном патрубках $f_4 = \pi D_4^2/4 = 3{,}14 \times 0{,}04^2/4 = 0{,}001256$ м^2;

перед входом в трубный пучок $f_п = \pi D_{3\,вн}^2/4 = 3{,}14 \cdot 0{,}1^2/4 = 0{,}00785$ м^2.

Скорости жидкости:

во входном и выходном патрубках $w_4 = G_в/(\rho_ж f_4) = 0{,}8285/(1255 \cdot 0{,}001256) = 0{,}53$ м/с;

в трубах $w_ж = 0{,}317$ м/с.

Относительные площади сечений для прохода жидкости:

во входном и выходном патрубках $\sigma_{с1} = \sigma_{с2} = f_4/f_п = 0{,}001256/0{,}00785 = 0{,}16$;

из входной крышки в трубы $\sigma_{с3} = F_{тр}/f_п = 0{,}00208/0{,}00785 = 0{,}265$.

Коэффициенты потери давления в трубах: на входе $k_{вх} = \varphi_1(\sigma_{с3}, \mathrm{Re}) = 0{,}3$ [24]; на выходе $k_{вых} = 0{,}565$.

Коэффициенты местного сопротивления: во входном патрубке $\zeta_1 = \varphi_1(\sigma_{с1}) = 0{,}46$ [26]; в выходном патрубке $\zeta_2 = \varphi_2(\sigma_{с2}) = 0{,}775$; на входе в трубный пучок $\zeta_3 = 1 + k_{вх} - \sigma_{с3}^2 = 1 + 0{,}3 - 0{,}265^2 = 1{,}23$; на выходе из трубного пучка $\zeta_4 = 1 - \sigma_{с3}^2 - k_{вых} = 1 - 0{,}265^2 - 0{,}565 = 0{,}365$; на поворотах в одном витке змеевика $\zeta_5 = 0{,}2$.

Местные сопротивления: во входном патрубке $\Delta p_{м1} = \zeta_1 w_4^2 \rho_ж/2 = 0{,}46 \cdot 0{,}53^2 \cdot 1255/2 = 81{,}08$ Па; в выходном патрубке

$\Delta p_{м2} = \zeta_2 w_4^2 \rho_ж/2 = 0{,}775 \cdot 0{,}53^2 \cdot 1255/2 = 136{,}6$ Па; на входе в трубный пучок $\Delta p_{м3} = \zeta_3 w_ж^2 \rho_ж/2 = 1{,}23 \cdot{,}0317^2 \cdot 1255/2 = 77{,}56$ Па; на выходе из трубного пучка $\Delta p_{м4} = \zeta_4 w_ж^2 \rho_ж/2 = 0{,}365 \cdot 0{,}317^2 \cdot 1255/2 = 23$ Па; на поворотах в змеевике $\Delta p_{м5} = \zeta_5 \bar{N}_в w_ж^2 \rho_ж/2 = 0{,}2 \cdot 2 \cdot 0{,}317^2 \cdot 1255/2 = 25{,}2$ Па, где $\bar{N}_в = 2$ — число витков в змеевике.

Сумма местных сопротивлений $\Delta p_м = \Delta p_{м1} + \Delta p_{м2} + \Delta p_{м3} + \Delta p_{м4} + \Delta p_{м5} = 81{,}08 + 136{,}6 + 77{,}56 + 23 + 25{,}2 = 343{,}44$ Па.

Сопротивление трения $\Delta p_т = \zeta_т (w_ж^2 \rho_ж/2) (L_1/d_{вн}) = 0{,}025 \times (0{,}317^2 \cdot 1255/2) (4{,}43/0{,}021) = 332{,}5$ Па.

Общее гидравлическое сопротивление по трубному пространству $\Delta p_{тр} = \Delta p_м + \Delta p_т = 343{,}44 + 332{,}5 = 675{,}94$ Па.

Гидравлическое сопротивление аппарата по межтрубному пространству. Принятый диаметр патрубков на входе пара в аппарат и на выходе из него $D_{2\,вн} = 100$ мм (труба 108×4 мм).

Площадь сечения патрубка $f_п = \pi D_{2\,вн}^2/4 = 3{,}14 \cdot 0{,}1^2/4 = 0{,}00785$ м^2.

Скорость пара в патрубке $w = G_а/(\rho_п f_п) = 0{,}8285/(14{,}5 \times 0{,}00785) = 7{,}28$ м/с.

Сумма местных сопротивлений на входе пара в аппарат и на выходе из него $\Delta p_м = \zeta (w^2 \rho_п/2) n_1 = 1{,}5 (7{,}28^2 \cdot 14{,}5/2) 2 = 1152{,}7$ Па, где $\zeta = 1{,}5$ — коэффициент местного сопротивления; $n_1 = 2$ — число входов и выходов.

Потеря давления на трение $\Delta p_т = 0{,}53 n \, \mathrm{Re}^{-0{,}122} \rho_п w_п^2 = 0{,}53 \cdot 6 \cdot 183596^{-0{,}122} \cdot 14{,}5 \cdot 4{,}85^2 = 247$ Па.

Общее гидравлическое сопротивление по межтрубному пространству $\Delta p_{мтр} = \Delta p_м + \Delta p_т = 1152{,}7 + 247 = 1399{,}7$ Па.

Пример 3. Расчет регенератора газовой воздушной холодильной машины, работающей по разомкнутому регенеративному циклу, по условиям примера 2 параграфа 1.5.

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0, кВт	50
Температура, К:	
окружающей среды $T_з$	293
воздуха при выходе	
из детандера T_6	166,86
» камеры T_5	193
Коэффициент восстановления полного давления:	
в регенераторе $\sigma_р = p_{вых}/p_{вх}$	0,98
» трубопроводе $\sigma_{тр}$	0,995
» камере $\sigma_к$	0,98
Недорекуперация в регенераторах ΔT, К	3
Расход воздуха $G_а$, кг/с	2,15
Показатель изоэнтропы воздуха k	1,4
Газовая постоянная воздуха R, Дж/(кг·К)	289
Теплоемкость воздуха c_p, Дж/(кг·К)	1005

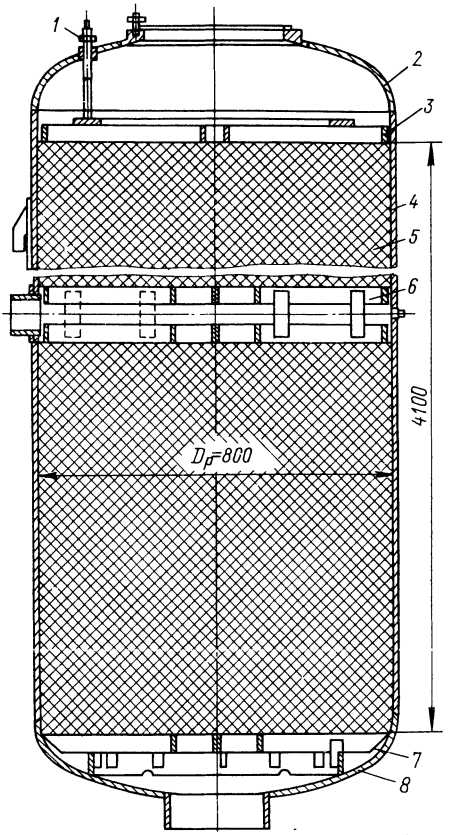


Рис. 4.17. Вертикальный газовый регенератор с насадкой:
1 — шпилька нажимная; *2* — крышка; *3* — решетка верхняя; *4* — корпус; *5* — насадка; *6* — решетка средняя; *7* — решетка нижняя; *8* — днище

Конструктивно регенератор представляет собой закрытый с торцов цилиндр из листовой стали (рис. 4.17). В регенератор укладывается насадка из гофрированной алюминиевой ленты со следующими параметрами: толщина ленты $\delta = 0{,}004$ м; высота диска свернутой ленты $b = 0{,}05$ м; удельная площадь поверхности $s_н = 1209$ м^2/м^3; доля свободного сечения насадки $\varepsilon = 0{,}76$.

Два регенератора, каждый из которых имеет внутренний диаметр $D_р = 0{,}8$ м, связаны между собой клапанными коробками, распределяющими газовые потоки (прямой и обратный) по регенераторам.

Удельная массовая холодопроизводительность $q_0 = Q_0/G_а = 50\,000/2{,}15 = 23\,256$ Дж/кг.

Энтальпия прямого потока воздуха на выходе из регенератора $i_4 = i_5 - q_0 = 193\,965 - 23\,256 = 170\,709$ Дж/кг, где $i_5 = T_5 c_р = 193 \cdot 1005 = 193\,965$ Дж/кг — энтальпия воздуха на входе в детандер.

Температура прямого потока на выходе из регенератора $T_4 = i_4/c_р = 170\,709/1005 = 169{,}86$ К.

Удельный тепловой поток в регенераторе $q_р = i_з - i_4 = c_р \times (T_з - T_4) = 1005\,(293 - 169{,}86) = 123\,756$ Дж/кг.

Энтальпия обратного потока воздуха на выходе из регенератора $i_1 = i_6 + q_р = 167\,694 + 123\,756 = 291\,450$ Дж/кг, где $i_6 = T_6 c_р = 166{,}86 \cdot 1005 = 167\,694$ Дж/кг — энтальпия обратного потока на входе в регенератор.

Температура обратного потока на выходе из регенератора $T_1 = i_1/c_р = 291\,450/1005 = 290$ К.

Средние значения температуры и давления прямого потока в регенераторе: $T_{ср.\,пр} = (T_з + T_4)/2 = (293 + 169{,}86)/2 = 231{,}43$ К; $p_{ср.\,пр} = (p_з + p_4)/2 = (102{,}145 + 100{,}102)/2 = 101{,}124$ кПа.

Плотность прямого потока при средней температуре $\rho_{пр} = p_{ср.\,пр}/(T_{ср.\,пр}R) = 101{,}124/(231{,}43 \cdot 0{,}287) = 1{,}522$ кг/м³.

Скорость фильтрации прямого потока $w_{ср.\,пр} = 4G_а/(\rho_{пр} \times \pi D_р^2 \varepsilon) = 4 \cdot 2{,}15/(1{,}522 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}8^2 \cdot 0{,}76) = 3{,}7$ м/с.

Приведенный диаметр насадки $d_{пр} = (4/s_н) - 2\delta = (4/1209) - 2 \cdot 0{,}004 = 2{,}5 \cdot 10^{-3}$ м.

Критерий Пекле для прямого потока $Pe_{пр} = w_{ср.\,пр} c_р \times \rho_{пр} d_{пр}/\lambda = 3{,}7 \cdot 1005 \cdot 1{,}522 \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-3}/0{,}021039 = 672{,}5$, где $\lambda = 0{,}021039$ Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности прямого потока воздуха при средней температуре.

Критерий Нуссельта для прямого потока [21]

$$Nu_{пр} = 1{,}5\,(Pe_{пр} d_{пр}/b)^{1/3} = 1{,}5\left(672{,}5\,\frac{2{,}5 \cdot 10^{-3}}{50 \cdot 10^{-3}}\right)^{1/3} = 4{,}84.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны прямого потока $\alpha_{пр} = Nu_{пр}\lambda/d_{пр} = 4{,}84 \cdot 0{,}021039/(2{,}5 \cdot 10^{-3}) = 40{,}7$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи со стороны обратного потока принимается таким же, как и со стороны прямого потока: $\alpha_{обр} = \alpha_{пр} = 40{,}7$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплопередачи $k_р = 1/(1/\alpha_{пр} + 1/\alpha_{обр}) = 1/(1/40{,}7 + 1/40{,}7) = 20{,}35$ Вт/(м²·К).

Приведенная продолжительность периода переключения клапанных коробок $П = 2\alpha_{пр}\tau/(\delta\rho_{ал}c_{ал}) = 2 \cdot 40{,}7 \cdot 60/(0{,}0004 \times 2700 \cdot 880) = 5{,}139$, где $\tau = 60$ с — время переключения потоков; $\rho_{ал} = 2700$ кг/м³ — плотность алюминия; $c_{ал} = 880$ Дж/(кг·К) — удельная теплоемкость алюминия.

Вследствие изменения температуры насадки на концах регенератора образуется так называемая петля гистерезиса. Разность средних температур насадки за периоды теплого и холодного дутья выражается высотой петли h_m.

Средняя высота температурной петли гистерезиса $h_{ср} = (C/6)\,(\Delta T_{хол} + \Delta T_{тепл}) = (0{,}562/6)\,(3 + 3) = 0{,}562$ К, где $C = 1 - [2/(П/2 + 2)] = 1 - [2/(5{,}139/2 + 2)] = 0{,}562$ — постоянная величина; $\Delta T_{тепл} = \Delta T_{хол} = 3$ К — недорекуперация на теплых концах регенераторов.

Площадь поверхности теплообмена регенератора $F_р = Q_р/[k_р\,(\Delta T_{хол} - h_{ср})] = 123\,756/[20{,}35\,(3 - 0{,}562)] = 2494{,}4$ м².

Требуемый объем насадки регенератора $V_н = F_р/s_н = 2494{,}4/1209 = 2{,}063$ м³.

Необходимая длина регенератора $L_р = 4V_н/(\pi D_р^2) = 4 \cdot 2{,}063/(3{,}14 \cdot 0{,}8^2) = 4{,}1$ м.

Число дисков насадки $n = L_р/b = 4{,}1/0{,}05 = 82$.

Критерий Рейнольдса для прямого потока $Re = w_{ср.\,пр} \times d_{пр}/\nu = 3{,}7 \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-3}/(9{,}9128 \cdot 10^{-6}) = 933$, где $\nu = 9{,}9128 \times 10^{-6}$ м²/с — коэффициент кинематической вязкости прямого потока воздуха при $T_{ср.\,пр} = 231{,}43$ К.

Скорость прямого потока, отнесенная к сечению пустого регенератора, $w_{о.\,пр} = w_{ср.\,пр}\varepsilon = 3{,}7 \cdot 0{,}76 = 2{,}812$ м/с.

Сопротивление регенератора (потеря давления прямого потока воздуха в регенераторе) $\Delta p_р = L_р f' f'' \rho_{пр} w^2_{о.\,пр}/(2d_{пр}) = 4{,}1 \cdot 1 \times \times 0{,}7 \cdot 1{,}522 \cdot 2{,}812^2/(2 \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-3}) = 6910$ Па, где $f' = \varphi\,(\mathrm{Re}_{пр}) = = 1$ — коэффициент трения; $f'' = \varphi\,(d_{пр}/D_р) = 0{,}7$ — безразмерный коэффициент влияния стенки. Значения f' и f'' определены по рис. 11—46 работы [21].

Пример 4. Расчет горизонтального кожухотрубного маслоохладителя винтового компрессора паровой холодильной машины, работающей на $R22$, по условиям примера 1 параграфа 2.6.

Исходные данные

Холодопроизводительность машины Q_0, кВт	250
Температура хладагента, К:	
кипения T_0	233
конденсации $T_к$	303
Температура воды, К:	
на входе в маслоохладитель T_{w1}	298
» выходе из маслоохладителя T_{w2}	303
Температура масла, К:	
на входе в маслоохладитель $T_{м1}$	333
» выходе из маслоохладителя $T_{м2}$	308
Марка масла (ТУ 38-40151—73)	ХС-40

Количество теплоты, отводимой маслом от хладагента:

без учета теплоотвода в окружающую среду

$$Q'_м = N_e - G_а\,(i_{2м} - i_1) = 168 - 1{,}45\,(1091 - 1044) = 99{,}85 \text{ кВт};$$

с учетом теплоотвода в окружающую среду $Q''_м = [N_e - G_а \times \times (i_{2м} - i_1)]/(1 + \alpha) = [168 - 1{,}45\,(1091 - 1044)]/(1 + 0{,}06) = = 92{,}4$ кВт, где $\alpha = 0{,}04 \div 0{,}08$ ($4 \div 8$ % теплопотерь в окружающую среду по данным испытаний).

Объемный расход масла $V_м = Q''_м\beta/(\Delta T_м c_{р.\,м}\rho_м) = 94\,200 \times \times 1{,}25/(25 \cdot 2{,}18 \cdot 0{,}83 \cdot 10^3) = 2{,}6$ л/с, где $c_{р.\,м} = 2{,}18$ кДж/(кг $\times$ $\times$ К) — удельная теплоемкость масла; $\rho_м = 0{,}83 \cdot 10^3$ кг/м^3 — плотность масла; $\beta = 1{,}15 \div 1{,}2$ — увеличение расхода масла в запас расчета.

Массовый расход масла $G_м = V_м\rho_м = 2{,}6 \cdot 0{,}83 = 2{,}158$ кг/с.

Тепловая нагрузка на маслоохладитель $Q_м = G_м c_{р.\,м}\,(T_{м1} — — T_{м2}) = 2{,}158 \cdot 2{,}18\,(333 — 308) = 117{,}61$ кВт.

Расход охлаждающей воды $G_w = Q_м/c_w\,(T_{w2} — T_{w1}) = = 117{,}61/4{,}1868\,(303 — 298) = 5{,}618$ кг/с.

Среднелогарифмическая разность температур

$$\theta_m = \frac{(T_{м1} - T_{w2}) - (T_{м2} - T_{w1})}{2{,}3 \lg \dfrac{T_{м1} - T_{w2}}{T_{м2} - T_{w1}}} = \frac{(333 - 303) - (308 - 298)}{2{,}3 \lg \dfrac{333 - 303}{308 - 298}} = 18{,}2 \text{ К}.$$

Физические параметры воды: средняя температура $\bar{T}_w = = 300{,}5$ К; плотность $\rho_w = 996{,}3$ кг/м^3; коэффициент теплопро-

водности $\lambda_w = 0{,}613$ Вт/(м·К); удельная теплоемкость $c_w = 4{,}177$ кДж/(кг·К); коэффициент кинематической вязкости $\nu_w = 0{,}855 \cdot 10^{-6}$ м²/с; число Прандтля Pr = 5,82.

Физические параметры масла ХС-40: средняя температура $T_м = 318$ К; плотность $\rho_м = 830$ кг/м³; коэффициент теплопроводности $\lambda_м = 0{,}1425$ Вт/(м·К); удельная теплоемкость $c_{р.м} = 2{,}18$ кДж/(кг·К); коэффициент кинематической вязкости $\nu_м = 40 \cdot 10^{-6}$ м²/с; число Прандтля $Pr = \nu_м \rho_м c_{р.м}/\lambda_м = 40 \cdot 10^{-6} \times 830 \cdot 2{,}180 \cdot 10^3/0{,}1425 = 507{,}9$.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы медные с накатными ребрами; внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0{,}0132$ м; диаметр трубы по окружности впадин $d_0 = 0{,}0165$ м; диаметр трубы по окружности выступов $d_н = 0{,}021$ м; шаг ребер $u = 0{,}002$ м; наружная поверхность $F_н = 0{,}165464$ м²/м; внутренняя поверхность $F_{вн} = 0{,}041134$ м²/м; поверхность вертикальных участков ребер $F_в = 0{,}138161$ м²/м; поверхность горизонтальных участков трубы $F_г = 0{,}027303$ м²/м; приведенная высота ребра $h'_р = 0{,}006308$ м; коэффициент оребрения $\beta = F_н/F_{вн} = 4$.

При расчете скорости охлаждающей воды в трубах аппарата предварительно принимается $w = 1{,}5$ м/с, тогда число труб в одном ходе $n_1 = 4V_w/(w\pi d_{вн}^2) = 4 \cdot 0{,}005618/(1{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}0132^2) = 27{,}4$. Принимается $n_1 = 28$, тогда $w = 1{,}46$ м/с.

Число Рейнольдса $Re = wd_{вн}/\nu_w = 1{,}46 \cdot 0{,}0132/(0{,}855 \cdot 10^{-6}) = 22\,540$.

Число Нуссельта $Nu_w = 0{,}021 Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} \varepsilon_{пер} = 0{,}021 \cdot 22\,540^{0,8} \times 5{,}82^{0,43} \cdot 1 = 136$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды, отнесенный к внутренней поверхности, $\alpha_{wF_{вн}} = Nu_w \lambda_w/d_{вн} = 136 \cdot 0{,}613/0{,}0132 = 6316$ Вт/(м²·К).

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства аппарата $d_{эк} = (D_{вн}^2 - nd_0^2)/(nd_н) = (0{,}33^2 - 168 \cdot 0{,}0165^2)/(168 \cdot 0{,}0165) = 0{,}0228$ м, где $D_{вн} = 4d_0(m + 1) = 4 \cdot 0{,}0165(4 + 1) = 0{,}33$ м; $m = 4$ — число рядов шестиугольников; $n = n_1 z = 28 \cdot 6 = 168$ — число труб в аппарате; $z = 6$ — число ходов в аппарате.

Площадь межтрубного пространства между двумя смежными ходовыми перегородками $f = D_{вн}(1 - d_0/s)\, l = 0{,}33\ (1 - 0{,}0165/0{,}033)\, 0{,}066 = 0{,}01089$ м², где $l = 0{,}2D_{вн} = 0{,}2 \cdot 0{,}33 = 0{,}066$ м — расстояние между перегородками; $s = 2d_0 = 2 \times 0{,}0165 = 0{,}033$ м.

Скорость масла $w_м = G_м/(\rho_м f) = 2{,}158/(830 \cdot 0{,}01089) = 0{,}239$ м/с.

Число Рейнольдса $Re_м = 0{,}239 \cdot 0{,}0228/(40 \cdot 10^{-6}) = 136{,}2$.

Число Нуссельта $Nu_м = 0{,}062 Re_м^{0,67} Pr_м^{0,333} = 0{,}062 \cdot 136{,}2^{0,67} \times 507{,}9^{0,333} = 13{,}28$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны масла $\alpha_м = Nu_м \lambda_м/d_{эк} = 13{,}28 \cdot 0{,}1425/0{,}0228 = 83$ Вт/(м²·К).

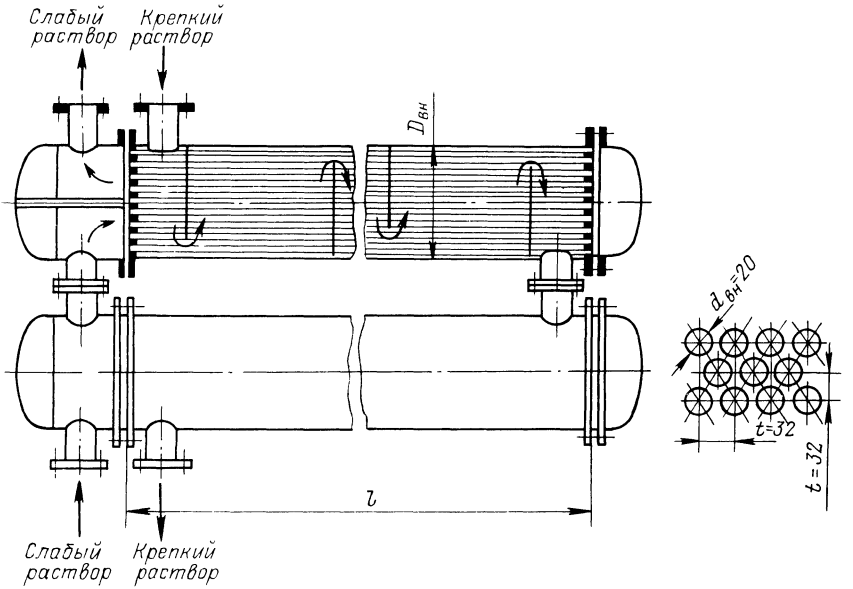


Рис. 4.18. Кожухотрубный элементный теплообменник растворов

Коэффициент теплопередачи $k = 1/[1/\alpha_м\beta + \sum(\delta_i/\lambda_i) + 1/\alpha_w] = 1/(1/83{\cdot}4 + 0{,}5{\cdot}10^{-3} + 1/6316) = 264{,}7$ Вт/(м²·К), где $\sum(\delta_i/\lambda_i) = 0{,}5{\cdot}10^{-3}$ м²·К/Вт — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений.

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{вн} = Q_м/(k\theta_т) = 117\,610/(264{,}7{\cdot}18{,}2) = 24{,}4$ м².

Эффективная длина труб (расстояние между трубными досками) аппарата $L = F_{вн}/(\pi d_0 n) = 24{,}4/(3{,}14{\cdot}0{,}0165{\cdot}168) = 2{,}8$ м.

Пример 5. Расчет кожухотрубного элементного теплообменника растворов водоаммиачной абсорбционной холодильной машины холодопроизводительностью $Q_0 = 2500$ кВт по условиям примера 3 параграфа 1.6.

Тепловая нагрузка на теплообменник $Q_т = Q_0 q_т/q_0 = 2500 \times 1226{,}22/1035{,}78 = 2959{,}65$ кВт.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы стальные цельнотянутые гладкие; внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0{,}02$ м; наружный диаметр трубы $d_н = 0{,}025$ м; внутренний диаметр обечайки кожухотрубного элемента $D_{вн} = 0{,}517$ м; длина трубы вместе с трубными досками $l = 6$ м (рис. 4.18).

Площадь трубного пространства по поперечному сечению кожухотрубного элемента $F_{тр} = n\pi d_{вн}^2/(4N) = 185{\cdot}3{,}14 \times 0{,}02^2/(4{\cdot}4) = 0{,}0145$ м², где n — число труб в элементе; N — число ходов по трубному пространству.

Площадь поперечного сечения элемента по межтрубному пространству (между двумя соседними перегородками) $F_{\text{мтр}} = D_{\text{вн}}(1 - d_{\text{н}}/t)\ A = 0{,}517\ (1 - 0{,}025/0{,}032)\ 0{,}39 = 0{,}0441$ м^2, где t — шаг между трубами в пучке; $A = [l - (2s + s'z)]/(z + 1) = [6 - (2 \cdot 0{,}03 + 0{,}006 \cdot 14)]/(14 + 1) = 0{,}39$ м — расстояние между перегородками; s — толщина трубной доски; s' — толщина перегородки; z — число перегородок.

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_{\text{эк}} = (D_{\text{вн}}^2 - nd_{\text{н}}^2)/(D_{\text{вн}} + nd_{\text{н}}) = (0{,}517^2 - 185 \cdot 0{,}25^2)/(0{,}517 + 185 \times 0{,}025) = 0{,}0295$ м.

Расход слабого раствора $G_{\text{сл}} = G_{\text{а}}(f - 1) = 2{,}14\ (3{,}267 - 1) = 5{,}46$ кг/с, где $G_{\text{а}} = Q_0/q_0 = 2500/1035{,}78 = 2{,}41$ кг/с — расход рабочего вещества; $f = 3{,}267$ кг/кг — кратность циркуляции раствора.

Расход крепкого раствора $G_{\text{кр}} = G_{\text{а}}f = 2{,}41 \cdot 3{,}267 = 7{,}873$ кг/с.

Физические свойства растворов:

слабый раствор: средняя температура $T_{\text{а. ср}} = 382{,}5$ К; плотность $\rho_{\text{а}} = 909$ кг/м^3; коэффициент кинематической вязкости $\nu_{\text{а}} = 0{,}258 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{а}} = 0{,}645$ Вт/(м·К); удельная теплоемкость

$$c_{\text{а}} = (1 - \xi_{\text{а}})c_w + \xi_{\text{а}}[1 + (0{,}118 + 0{,}0028t_{\text{а}})\xi_{\text{а}}] =$$

$$= (1 - 0{,}0904)\,1 + 0{,}0904\,[1 + (0{,}118 + 0{,}0028 \cdot 109{,}5)\,0{,}0904] =$$

$$= 1{,}00347 \text{ ккал/(кг·°C)} = 4201{,}5 \text{ Дж/(кг·К)},$$

где $c_w = 1$ ккал/(кг·°C) — удельная теплоемкость воды при средней температуре слабого раствора; $\xi_{\text{а}} = 0{,}0904$ кг/кг — концентрация слабого раствора; $t_{\text{а}} = T_{\text{а. ср}} - 273 = 109{,}5$ °C — средняя температура слабого раствора;

крепкий раствор: средняя температура $T_{r\,\text{ср}} = 335{,}3$ К; плотность $\rho_r = 840$ кг/м^3; коэффициент кинематической вязкости $\nu_r = 0{,}39 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; коэффициент теплопроводности $\lambda_r = 0{,}582$ Вт/(м·К); удельная теплоемкость

$$c_r = (1 - \xi_r)c_w + \xi_r[1 + (0{,}118 + 0{,}00208t_r)\xi_r] =$$

$$= (1 - 0{,}3676)\,1 + 0{,}3676\,[1 + (0{,}118 + 0{,}00208 \cdot 62{,}3)\,0{,}3676] =$$

$$= 1{,}0335 \text{ ккал/(кг·°C)} = 4327{,}3 \text{ Дж/(кг·К)},$$

где $c_w = 1$ ккал/(кг·°C) — удельная теплоемкость воды при средней температуре крепкого раствора; $\xi_r = 0{,}3676$ кг/кг — концентрация крепкого раствора; $t_r = T_{r\,\text{ср}} - 273 = 62{,}3$ °C — средняя температура крепкого раствора.

Скорость слабого раствора $w_{\text{а}} = G_{\text{сл}}/(\rho_{\text{а}}F_{\text{тр}}) = 5{,}46/(909 \times 0{,}0145) = 0{,}414$ м/с.

Число Рейнольдса $\text{Re} = w_{\text{а}}d_{\text{вн}}/\nu_{\text{а}} = 0{,}414 \cdot 0{,}02/(0{,}258 \times 10^{-6}) = 32\,093$.

Число Прандтля $Pr = \nu_a \rho_a c_a / \lambda_a = 0{,}258 \cdot 10^{-6} \cdot 909 \cdot 4201{,}5 / 0{,}645 = 1{,}53$.

Число Нуссельта для турбулентного режима ($Re > 1 \times 10^4$) $Nu = 0{,}021 Re^{0{,}8} Pr^{0{,}43} = 0{,}021 \cdot 32\,093^{0{,}8} \cdot 1{,}53^{0{,}43} = 101{,}56$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны слабого раствора $\alpha_a = Nu\lambda_a / d_{вн} = 101{,}56 \cdot 0{,}645 / 0{,}02 = 3275$ Вт/(м²·К).

Скорость крепкого раствора $w_r = G_{кр} / (\rho_r F_{мтр}) = 7{,}873 / (840 \times 0{,}0441) = 0{,}213$ м/с.

Число Рейнольдса $Re = w_r d_{эк} / \nu_r = 0{,}213 \cdot 0{,}0295 / (0{,}391 \times 10^{-6}) = 16\,070$.

Число Прандтля $Pr = \nu_r \rho_r c_r / \lambda_r = 0{,}391 \cdot 10^{-6} \cdot 840 \cdot 4327{,}3 / 0{,}582 = 2{,}44$.

Число Нуссельта для смешанного обтекания пучка труб ($Re = 1 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5$) $Nu = C\, Re^m Pr^{0{,}36} = 0{,}414 \cdot 16\,070^{0{,}6} \cdot 2{,}44^{0{,}36} = 190{,}58$, где $C = 0{,}36\,(a/b)^{0{,}2} = 0{,}36 \cdot 2^{0{,}2} = 0{,}414$; $a = s_1/d$ — относительный поперечный шаг пучка; $b = s_2/d$ — относительный продольный шаг пучка.

Коэффициент теплоотдачи со стороны крепкого раствора

$$\alpha_r = Nu\lambda_r / d_{эк} = 190{,}58 \cdot 0{,}582 / 0{,}0295 = 3760 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи $k = 1/[1/\alpha_r + \sum(\delta_i/\lambda_i) + (1/\alpha_a)(d_н/d_{вн})] = 1/(1/3760 + 0{,}7 \cdot 10^{-3} + 1/3275 \cdot 0{,}025/0{,}02) = 748$ Вт/(м²·К), где $\sum(\delta_i/\lambda_i) = 0{,}7 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_т = \frac{(T_з - T_1) - (T_з - T_4)}{2{,}3 \lg \frac{T_з - T_1}{T_з - T_4}} = \frac{(433 - 371{,}6) - (308{,}3 - 303{,}3)}{2{,}3 \lg \frac{433 - 371{,}6}{308{,}3 - 303{,}3}} = 22{,}56 \text{ К}.$$

Поверхность теплообмена (внутренняя) $F_{т.\,вн} = Q_т / (k\theta_т) = 2\,959\,650 / (748 \cdot 22{,}56) = 175{,}4$ м².

Общая длина теплообменной трубы $L = F_{т.\,вн} / (n\pi d_{вн}) = 175{,}4 / (185 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}02) = 15{,}1$ м.

Число элементов при принятой эффективной длине трубы (расстояние между трубными досками) $l = 6{,}94$ м: $m = L/l = 15{,}1/6{,}94 = 2{,}16$. Принимается кожухотрубных элементов $m = 2$.

4.5. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Абсорберы. Пример 1. Расчет горизонтального кожухотрубного барботажного абсорбера водоаммиачной абсорбционной машины по условиям примера 3 параграфа 1.6. Холодопроизводительность машины $Q_0 = 2500$ кВт.

Тепловая нагрузка на абсорбер $Q_а = Q_0 q_а/q_0 = 2500 \times \times 1708{,}03/1035{,}78 = 4122{,}57$ кВт.

Температура воды на выходе из аппарата при принятой степени нагрева воды в абсорбере $\Delta T_w = 8$ К: $T_{w2} = T_{w1} + \Delta T = 298 + 8 = 306$ К.

Температура начала процесса абсорбции $T_{3\,°C}$ находится на пересечении изотермы T_3 в области влажного пара, проведенной через точку *3* при давлении p_0, с изобарой p_0 для жидкой фазы раствора; отсюда высшая температура абсорбции $T_{3\,°C} = 355$ К.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_а = \frac{(T_{3\,°C} - T_{w2}) - (T_4 - T_{w1})}{2{,}3 \lg [(T_{3\,°C} - T_{w2})/(T_4 - T_{w1})]} =$$

$$= \frac{(355 - 306) - (303{,}3 - 298)}{2{,}3 \lg [(355 - 306)/(303{,}3 - 298)]} = 19{,}67 \text{ К}.$$

Физические параметры воды: средняя температура $T_w = 302$ К; плотность $\rho_w = 993{,}95$ кг/м^3; коэффициент теплопроводности $\lambda_w = 0{,}6157$ Вт/(м·К); удельная теплоемкость $c_w = 4{,}178$ кДж/(кг·К); коэффициент кинематической вязкости $\nu_w = 0{,}8251 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; коэффициент температуропроводности $a_w = 0{,}1476 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; число Прандтля 5,58.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы стальные цельнотянутые гладкие; внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0{,}02$ м; наружный диаметр трубы $d_н = 0{,}025$ м.

При расчете скорости охлаждающей воды в трубах аппарата предварительно принимается $w = 1{,}5$ м/с, тогда число труб в одном ходе

$$n_1 = 4V_w/(w\pi d_{вн}^2) = 4Q_а/(w\pi d_{вн}^2 c_w \rho_w \Delta T) =$$

$= 4 \cdot 4122{,}57/(1{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}02^2 \cdot 4{,}178 \cdot 993{,}95 \cdot 8) = 263{,}68$; принимается $n_1 = 264$, тогда $w = 4 \cdot 4122{,}57/(300 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}02^2 \cdot 4{,}178 \cdot 993{,}95 \times \times 8) = 1{,}498$ м/с.

Число Рейнольдса $\mathrm{Re} = wd_{вн}/\nu_w = 1{,}498 \cdot 0{,}02/(0{,}8251 \times \times 10^{-6}) = 36\,310{,}7$.

Число Нуссельта $\mathrm{Nu} = 0{,}021 \mathrm{Re}^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}43} \varepsilon_l = 0{,}021 \cdot 36\,310{,}7^{0{,}8} \times \times 5{,}58^{0{,}43} \cdot 1 = 195{,}57$, где $\varepsilon_l = 1$ — поправочный коэффициент на гидродинамический начальный участок трубы. При $l/d > 50$ $\varepsilon_l = 1$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды, отнесенный к внутренней поверхности, $\alpha_{wF_{вн}} = \mathrm{Nu}\, \lambda_w/d_{вн} = 195{,}57 \times \times 0{,}6157/0{,}02 = 6020{,}6$ Вт/(м^2·К).

Коэффициент теплоотдачи со стороны раствора, отнесенный к внутренней поверхности трубы, $\alpha_р = 23{,}13 q^{0{,}425} = 23{,}13^{1{,}74} \times \times (T_р - T_{ст})^{0{,}74} d_н/d_{вн} = 236{,}4 (T_р - T_{ст})^{0{,}74} \cdot 0{,}025/0{,}02 = = 295{,}5 (T_р - T_{ст})^{0{,}74}$ Вт/(м^2·К).

Тепловой поток в аппарате, отнесенный к внутренней поверхности труб: $q_{pF_{вн}} = 295{,}5\ (T_p - T_{ст})^{1{,}74}$ Вт/м², где $T_p = T_w + \theta_a = 302 + 19{,}67 = 321{,}67$ К — средняя температура раствора; $q_{wF_{вн}} = (T_{ст} - T_w)/[1/\alpha_w + \sum(\delta_i/\lambda_i)] = (T_{ст} - T_w)/(1/6020{,}6 + 0{,}8 \cdot 10^{-3}) = 1035{,}2\,(T_{ст} - T_w)$ Вт/м², где $\sum(\delta_i/\lambda_i) = 0{,}8 \cdot 10^{-3}$ м² · К/Вт.

Согласно графику на рис. 4.19 $q_{F_{вн}} = 11\,820$ Вт/м², $T_{ст} = 313{,}5$ К.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности трубы, $k = q_{F_{вн}}/\theta_a = 11\,820/19{,}67 = 600{,}9$ Вт/(м²·К).

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{вн} = Q_a/q_{F_{вн}} = 4\,122\,570/11\,820 = 348{,}8$ м².

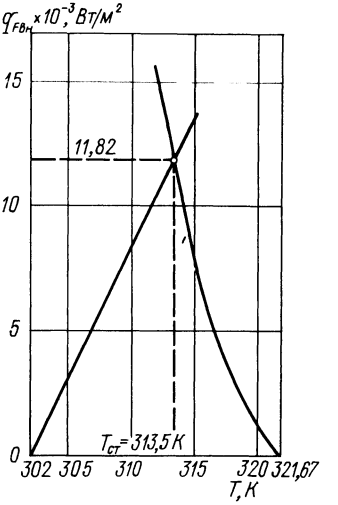


Рис. 4.19. К расчету горизонтального кожухотрубного барботажного абсорбера

Общая длина труб $L_{общ} = F_{вн}/(\pi d_{вн}) = 348{,}8/(3{,}14 \cdot 0{,}02) = 5554{,}14$ м. Эффективная длина труб (расстояние между трубными досками) аппарата принимается равной $l = 5{,}5$ м.

Количество труб в аппарате $n_1 z = L_{общ}/l = 5554{,}14/5{,}26 = 1056$.

Число ходов в аппарате (по охлаждающей воде) $z = l/n_1 = 1056/264 = 4$.

Внутренний диаметр обечайки

$$D_{вн} = t\sqrt{1{,}1nz/\eta_{тр}} = 0{,}03325\sqrt{1{,}1 \cdot 1056/0{,}7} = 1{,}4 \text{ м},$$

где $t = 1{,}33 d_н = 1{,}33 \cdot 0{,}025 = 0{,}03325$ — минимальный шаг с разбивкой труб по сторонам правильного шестиугольника; $\eta_{тр} = 0{,}7$ — коэффициент заполнения трубной доски.

Пример 2. Расчет горизонтального кожухотрубного оросительного абсорбера водоаммиачной абсорбционной холодильной машины по условиям примера 3 параграфа 1.6. Тепловая нагрузка на абсорбер $Q_a = 4122{,}57$ кВт.

Температура воды после абсорбера при принятой степени нагрева воды в абсорбере $\Delta T_w = 6$ К: $T_{w1} + \Delta T_w = 298 + 6 = 304$ К.

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_a = \frac{(T_{3°\,C} - T_{w2}) - (T_4 - T_{w1})}{2{,}3 \lg[(T_{3°\,C} - T_{w2})/(T_4 - T_{w1})]} =$$

$$= \frac{(355 - 304) - (303{,}3 - 298)}{2{,}3 \lg[(355 - 304)/(303{,}3 - 298)]} = 20{,}22 \text{ К}.$$

Физические параметры воды: средняя температура T_w = = 301 К; плотность ρ_w = 996,2 кг/м^3; коэффициент теплопроводности λ_w = 0,6139 Вт/(м·К); удельная теплоемкость c_w = = 4,176 кДж/(кг·К); коэффициент кинематической вязкости $\nu_w = 0{,}8452 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; число Прандтля Pr = 5,74.

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы стальные цельнотянутые гладкие; внутренний диаметр трубы $d_{вн}$ = 0,05 м; наружный диаметр трубы $d_н$ = 0,057 м.

При расчете скорости охлаждающей воды в трубах предварительно принимается w = 1,5 м/с, тогда число труб в одном ходе $n_1 = 4Q_в/(w\pi d_{вн}^2 c_w \rho_w \Delta T) = 4 \cdot 4122{,}57/(1{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}05^2 \cdot 4{,}179 \times$ $\times$ 999,2·6) = 55,9. Принимается n_1 = 56, тогда $w = 4 \times$ $\times 4122{,}57/(56 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}05^2 \cdot 4{,}179 \cdot 990{,}2 \cdot 6) = 1{,}497$ м/с.

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = w d_{вн}/\nu_w = 1{,}497 \cdot 0{,}05/(0{,}8452 \cdot 10^{-6}) = 88\,560.$$

Число Нуссельта

$$\mathrm{Nu} = 0{,}021 \mathrm{Re}^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}43} \varepsilon_l = 0{,}021 \cdot 88\,560^{0{,}8} \times 5{,}74^{0{,}43} \cdot 1 = 403{,}96.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды, отнесенный к внутренней поверхности, $\alpha_{wF_{вн}} = \mathrm{Nu}\,\lambda_w/d_{вн} = 403{,}96 \cdot 0{,}6139/0{,}05 =$ = 4959,82 Вт/(м^2·К).

Физические параметры воды, аммиака и раствора на линии насыщения при средней температуре абсорбции $T_{ср} = (T_{3\,°C} +$ $+ T_4)/2 = (355 + 303{,}3)/2 = 329{,}15$ К: удельная теплоемкость воды c_w = 4,177 кДж/(кг·К); коэффициент теплопроводности λ_w = 0,6548 Вт/(м·К); коэффициент динамической вязкости $\mu_w = 501{,}5 \cdot 10^{-6}$ Па·с; плотность ρ_w = 985,16 кг/м^3; средняя концентрация раствора $\xi_{ср} = (\xi_r + \xi_а)/2 = (0{,}3676 + 0{,}0904)/2 =$ = 0,229 кг/кг; удельная теплоемкость раствора $c_р = (1 - \xi_{ср})\, c_w +$ $+ \xi_{ср}\,[4{,}19 + (0{,}494 + 0{,}00871\, t_{ср})\, \xi_{ср}] = (1 - 0{,}229)\ 4{,}177 +$ $+ 0{,}229\ [4{,}19 + (0{,}494 + 0{,}00871 \cdot 56{,}15)\ 0{,}229] = 4{,}232$ кДж/(кг $\times$ $\times$ К); коэффициент теплопроводности $\lambda_р$ = 0,551 Вт/(м·К); коэффициент динамической вязкости аммиака $\mu_а = 122{,}59 \times$ $\times 10^{-6}$ Па·с; коэффициент динамической вязкости раствора $\mu_р =$ $= \mu_а x + \mu_w\,(1 - x) = 122{,}59 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}239 + 501{,}5 \cdot 10^{-6}\ (1 -$ $- 0{,}239) = 410{,}94 \cdot 10^{-6}$ Па·с, где x — молярная концентрация раствора:

$$x = \frac{\xi_{ср}/M_а}{\xi_{ср}/M_а + (1 - \xi_{ср})\, M_w} = \frac{0{,}229/17}{0{,}229/17 + (1 - 0{,}229)\ 18} =$$

$$= 0{,}239 \text{ моль/моль};$$

$M_а$ = 17 — относительная молярная масса аммиака; M_w = 18 — относительная молярная масса воды; плотность раствора $\rho_р =$ $= (1 - 0{,}35\xi_{ср})/0{,}001 = (1 - 0{,}35 \cdot 0{,}229)/0{,}001 = 919{,}85$ кг/м^3.

Коэффициент теплоотдачи со стороны раствора, отнесенный к внутренней поверхности трубы [3],

$$\alpha_р = [(c_р/c_w)^{0,4} (\lambda_р/\lambda_w) (\rho_р/\rho_w)^{0,67} (\mu_w/\mu_р)^{0,33}] \alpha_w (d_н/d_{вн}) =$$

$$= \{(4,232/4,177)^{0,4} (0,551/0,6548) (919,85/985,16)^{0,67} \times$$

$$\times [501,5 \cdot 10^{-6}/(410,94 \cdot 10^{-6})]^{0,33}\} 15\,856 \cdot 0,057/0,05 =$$

$$= 15\,564 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $\alpha_w = 5395 (1 + 0,004 t_р) \Gamma_l^{-0,23}$ Вт/(м^2·К) — коэффициент теплоотдачи для чистой воды; $t_р = T_р - 273 = 329,15 - 273 = 56,15$ °С — средняя температура раствора; $\Gamma_l = 0,0222$ кг/(м × × с) — принятый расход раствора, приходящийся на 1 м длины одной прямой трубы с учетом ее двустороннего омывания (плотность орошения); $\alpha_w = 5395 (1 + 0,004 \cdot 56,15) 0,0222^{-0,23} = 15\,856$ Вт/(м^2·К).

Коэффициент теплопередачи с учетом термического сопротивления стенки и загрязнений $k = 1/[1/\alpha_w + \sum (\delta_i/\lambda_i) + 1/\alpha_р] = 1/(1/4959,82 + 0,8 \cdot 10^{-3} + 1/15\,564) = 938,3$ Вт/(м^2·К), где $\sum (\delta_i/\lambda_i) = 0,8 \cdot 10^{-3}$ м^2·К/Вт.

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{вн} = 4\,122\,570/(938,3 \cdot 20,22) = 217,3$ м^2.

Общая длина труб $L_{общ} = F_{вн}/(\pi d_{вн}) = 217,3/(3,14 \cdot 0,05) = 1384$ м.

Эффективная длина труб (расстояние между трубными досками) аппарата принимается равной $l = 6$ м.

Количество труб в аппарате $n_1 z = L_{общ}/l = 1384/6 \approx 231$.

Число ходов в аппарате (по охлаждающей воде) $z = n_1 z/n_1 = 231/56 = 4,1$. Принимаем $z = 4$.

Внутренний диаметр обечайки

$$D_{вн} = t \sqrt{1,1 n_1 z/\eta_{тр}} = 0,07581 \sqrt{1,1 \cdot 263/0,65} = 1,6 \text{ м}.$$

Действительная плотность орошения $\Gamma_l = G_р/(2 l n_c) = 5,46/(2 \times \times 6 \cdot 20) = 0,0227$ кг/(м·с), где $G_р = G_а (f - 1) = 2,41 (3,267 - - 1) = 5,46$ кг/с — масса слабого раствора, поступающего в абсорбер; $G_а = Q_0/q_0 = 2500/1035,78 = 2,41$ кг/с — расход рабочего вещества, циркулирующего в системе; $f = 3,267$ кг/кг — кратность циркуляции; $n_c = 20$ — число параллельно орошаемых труб по верхнему ряду.

Генераторы. Пример 1. Расчет горизонтального кожухотрубного затопленного генератора водоаммиачной абсорбционной холодильной машины по условиям примера 3 параграфа 1.6. Холодопроизводительность машины $Q_0 = 2500$ кВт.

Тепловая нагрузка на генератор $Q_г = Q_0 q_г/q_0 = (2500 \times \times 2170,42)/1035,78 = 5238,6$ кВт.

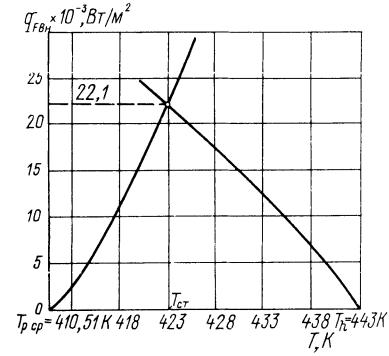


Рис. 4.20. К расчету горизонтального кожухотрубного генератора

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_г = \frac{T_2 - T_1}{2{,}3 \lg [(T_h - T_1)/(T_h - T_2)]} = \frac{433 - 371{,}6}{2{,}3 \lg [(443 - 371{,}6)/(443 - 433)]} = 32{,}49 \text{ К}.$$

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы стальные цельнотянутые гладкие; внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0{,}02$ м; наружный диаметр трубы $d_н = 0{,}025$ м.

Физические параметры воды на линии насыщения при $T_h = 443$ К: теплота парообразования $r = 2050$ кДж/кг; плотность пленки конденсата $\rho = 897{,}3$ кг/м³; коэффициент теплопроводности $\lambda = 0{,}679$ Вт/(м·К); коэффициент динамической вязкости $\mu = 162{,}8 \cdot 10^{-6}$ Па·с.

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося водяного пара, отнесенный к внутренней поверхности,

$$\alpha_п = 0{,}555 \sqrt[4]{\frac{r\rho^2\lambda^3 g}{\mu d_{вн}\theta}} = 0{,}555 \sqrt[4]{\frac{2050 \cdot 897{,}3^2 \cdot 0{,}679^3 \cdot 9{,}81}{162{,}8 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}02}} = 3486\,(T_h - T_{ст})^{-1/4} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средняя температура раствора в процессе кипения в генераторе $T_{р.\,ср} = T_h - \theta_г = 443 - 32{,}49 = 410{,}51$ К.

Коэффициент теплоотдачи со стороны кипящего раствора, отнесенный к внутренней поверхности трубы:

$$\alpha_р = 110{,}5 q^{2{,}61}, \text{ или } \alpha_{р F_{вн}} = 110{,}5^{1{,}353} (T_{ст} - T_{р.\,ср})^{0{,}353} d_н/d_{вн} = 110{,}5^{1{,}353} (T_{ст} - T_{р.\,ср})^{0{,}353}\, 25/20 = 727{,}13\,(T_{ст} - T_{р.\,ср})^{0{,}353} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тепловой поток в аппарате, отнесенный к внутренней поверхности:

$$q_р = 727{,}13\,(T_{ст} - T_{р.\,ср})^{1{,}353};$$

$$q_п = (T_h - T_{ст})/[(T_h - T_{ст})^{0{,}25}/3486 + \sum(\delta_i/\lambda_i)],$$

где $\sum(\delta_i/\lambda_i) = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт.

Согласно графику на рис. 4.20 $q_{F_{вн}} = 22\,100$ Вт/м², $T_{ст} = 423$ К.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности трубы, $k = q_{F_{вн}}/\theta_г = 22\,100/32{,}49 = 680{,}2$ Вт/(м²·К).

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{вн} = Q_г/q_{F_{вн}} = 5\,238\,600/22\,100 = 237$ м^2.

Общая длина труб $L_{общ} = F_{вн}/(\pi d_{вн}) = 237/(3{,}14 \cdot 0{,}02) = 3774$ м.

Эффективная длина труб (расстояние между трубными досками) аппарата принимается равной $l = 6$ м.

Количество труб в аппарате $n = L_{общ}/l = 3774/6 = 629$.

Внутренний диаметр обечайки

$$D_{вн} = t\sqrt{1{,}1n/\eta_{тр}} = 0{,}03325\sqrt{(1{,}1 \cdot 629)/0{,}75} = 1{,}0 \text{ м}.$$

Пример 2. По условиям примера 3 параграфа 1.6 расчет вертикального пленочного кожухотрубного генератора водоаммиачной абсорбционной холодильной машины. Холодопроизводительность машины $Q_0 = 2500$ кВт.

Тепловая нагрузка на генератор

$$Q_г = Q_0 q_г/q_0 = 2\,500 \cdot 2170{,}42/1035{,}78 = 5238{,}6 \text{ кВт}.$$

Средняя логарифмическая разность температур

$$\theta_г = \frac{T_2 - T_1}{2{,}3 \lg \dfrac{T_h - T_1}{T_h - T_2}} = \frac{433 - 371{,}6}{2{,}3 \lg \dfrac{443 - 371{,}6}{443 - 433}} = 32{,}49 \text{ К}.$$

Основные параметры, характеризующие теплопередающую поверхность аппарата: трубы стальные цельнотянутые гладкие; внутренний диаметр $d_{вн} = 0{,}033$ м; наружный диаметр $d_н = 0{,}038$ м; активная высота труб $H = 4$ м.

Физические параметры водяного пара и воды на линии насыщения при $T = 443$ К: теплота парообразования $r = 2050 \times 10^3$ Дж/кг; плотность пленки конденсата $\rho = 897{,}3$ кг/м^3; коэффициент теплопроводности воды $\lambda = 0{,}679$ Вт/(м·К); коэффициент динамической вязкости воды $\mu = 162{,}8 \cdot 10^{-6}$ Па·с; коэффициент кинематической вязкости воды $\nu = 0{,}181 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; коэффициент температуропроводности воды $a = 0{,}17277 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Средний коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося водяного пара, отнесенный к наружной поверхности вертикальной трубы, при наличии участка с турбулентным режимом, т. е. при $H\,\Delta T \geqslant (H\,\Delta T)_{кр}$ [26]:

$$\bar{\alpha}_п = 400\frac{r\mu}{H\Delta T}\left\{1 + 0{,}625\ \mathrm{Pr}^{0{,}5}\left[\frac{H\Delta T}{(H\Delta T)_{кр}} - 1\right]\right\}^{4/3} =$$

$$= 400\,\frac{2{,}05 \cdot 10^6 \cdot 162{,}8 \cdot 10^{-6}}{4\Delta T}\left[1 + 0{,}625 \cdot 1{,}0476^{0{,}5}\left(\frac{4\Delta T}{17{,}37} - 1\right)\right]^{4/3} =$$

$$= \frac{333{,}74 \cdot 10^2}{\Delta T}\left[1 + 0{,}6397\,(0{,}23\Delta T - 1)\right]^{4/3} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $\mathrm{Pr} = \nu/a = 0{,}181 \cdot 10^{-6}/(0{,}17277 \cdot 10^{-6}) = 1{,}0476$; $\Delta T = T_h - T_{ст}$ — разность температур конденсации пара и стенки, К.

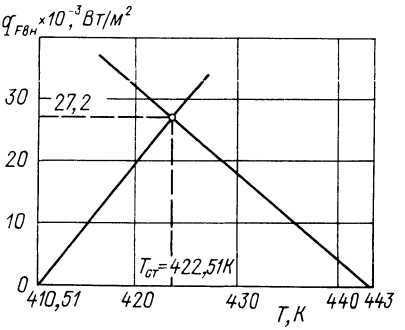


Рис. 4.21. К расчету вертикального пленочного генератора

Для воды при $T = 443$ К значение $(H\,\Delta\,T)_{кр}$, при котором возникает турбулентный режим течения пленки, равно 17,37 м·К.

Физические параметры раствора на линии насыщения при средней температуре пленки $T_р = T_h - \theta_г = 443 - 32{,}49 = 410{,}51$ К: коэффициент теплопроводности $\lambda_р = 0{,}554$ Вт/(м·К); концентрация $\xi_р = 0{,}176$ кг/кг; плотность $\rho_р = 845{,}5$ кг/м³; коэффициент температуропроводности $a_р = 0{,}1519 \cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент кинематической вязкости $\nu_р = 0{,}255 \cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент динамической вязкости $\mu_р = \mu_а x + \mu_w (1 - x) = 26{,}09 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}184 + 205{,}27 \times \times 10^{-6} \cdot 0{,}816 = 172{,}3 \cdot 10^{-6}$ Па·с, где $\mu_а = 2{,}66 \cdot 10^{-6}$ кг·с/м² $= 26{,}09 \cdot 10^{-6}$ Па·с — коэффициент динамической вязкости аммиака при $T = 410{,}51$ К; молярная концентрация раствора $x = (0{,}176/17)/[(0{,}176/17) + (1 - 0{,}176)/18] = 0{,}184$ моль/моль, где 17 — относительная молярная масса аммиака; 18 — относительная молярная масса воды; коэффициент динамической вязкости воды $\mu_w = 205{,}27 \cdot 10^{-6}$ Па·с. Число Рейнольдса $\mathrm{Re} = \Gamma/\mu_р = 0{,}149/(172{,}3 \cdot 10^{-6}) = 864{,}8$, где $\Gamma = G_а f/(\pi d_{вн} n) = 2{,}41 \times \times 3{,}267/(3{,}14 \cdot 0{,}033 \cdot 510) = 0{,}149$ кг/(м·с) — плотность орошения труб раствором; $G_а = Q_0/q_0 = 2500/1035{,}78 = 2{,}41$ кг/с — масса циркулирующего рабочего тела в системе машины; $f = 3{,}267$ кг/кг — кратность циркуляции раствора; $n = 510$ — число теплообменных труб в аппарате (принимается ориентировочно).

Число Прандтля $\mathrm{Pr} = \nu/a = 0{,}255 \cdot 10^{-6}/(0{,}1519 \cdot 10^{-6}) = 1{,}68$.

Число Нуссельта $\mathrm{Nu} = 0{,}00554\mathrm{Re}^{0{,}856}\mathrm{Pr}^{0{,}344} = 0{,}00554 \times \times 864{,}8^{0{,}856} \cdot 1{,}68^{0{,}344} = 2{,}163$ [12].

Коэффициент теплоотдачи от стекающего пленкой испаряющегося раствора, отнесенный к внутренней поверхности вертикальной трубы, $\alpha = \mathrm{Nu}\lambda_р/(4\delta) = 2{,}163 \cdot 0{,}554/(4 \cdot 0{,}0001473) = 2034$ Вт/(м²·К), где $\delta = 0{,}8832\,[3\nu^2/(4g)]^{1/3}\,\mathrm{Re}^{0{,}337}$ — средняя толщина пленки, стекающей по вертикальной орошаемой поверхности, м: $\delta = 0{,}8832\,[3\,(0{,}255 \cdot 10^{-6})^2/(4 \cdot 9{,}81)]^{1/3} 864{,}8^{0{,}337} = 0{,}0001473$ м [11]. Тепловой поток в аппарате, отнесенный к внутренней поверхности:

со стороны греющего пара

$$q_п = \frac{(T_h - T_{ст})\,(d_н/d_{вн})}{1\Big/\dfrac{333{,}74 \cdot 10^2}{T_h - T_{ст}}\{1 + 0{,}6397\,[0{,}23\,(T_h - T_{ст}) - 1]\}^{4/3} + \sum\,(\delta_i/\lambda_i)},$$

где $\sum\,(\delta_i/\lambda_i) = 0{,}7 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт;

со стороны раствора $q_р = 2034\ (T_{ст} - T_р)$.

Согласно графику на рис. 4.21 $q_{F_{вн}} = 27\ 200$ Вт/м², $T_{ст} = 422{,}51$ К.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности трубы, $k = q_{F_{вн}}/\theta_г = 27\ 200/32{,}49 = 837$ Вт/(м²·К).

Площадь поверхности теплообмена (внутренней) $F_{вн} = Q_г/q_{F_{вн}} = 5\ 238\ 600/27\ 200 = 192{,}6$ м².

Общая длина труб $L_{общ} = F_{вн}/(\pi\, d_{вн}) = 192{,}6/(3{,}14 \cdot 0{,}033) = 1859$ м.

Количество труб в аппарате при принятой эффективной длине труб $l = 4$ м: $n = L_{общ}/l = 1859/4 = 464{,}75$. Принимается $n = 465$ труб.

Внутренний диаметр обечайки аппарата

$$D_{вн} = t\sqrt{1{,}1n/\eta_{тр}} = 0{,}05054\sqrt{1{,}1 \cdot 465/0{,}85} = 1{,}24 \text{ м},$$

где $t = 1{,}33\, d_н = 1{,}33 \cdot 0{,}038 = 0{,}05054$ — минимальный шаг с разбивкой труб по треугольнику; $\eta_{тр} = 0{,}85$ — коэффициент заполнения трубной доски.

4.6. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Целью технико-экономического расчета теплообменного аппарата является выбор оптимального режима его работы, характеризуемого обычно среднелогарифмической разностью температур θ_m и скоростью хладоносителя в испарителе или скоростью охлаждающей среды в конденсаторе. При расчете вариантов с различными значениями θ_m и w определяют ту часть приведенных годовых затрат, которая зависит от режима работы аппарата. Оптимальному режиму будет соответствовать вариант с минимумом переменной части приведенных годовых затрат. Существование минимума обусловлено характером влияния на экономичность работы аппарата параметров θ_m и w. С увеличением θ_m сокращается площадь поверхности теплопередачи аппарата F и его стоимость, но возрастает температура конденсации $t_к$ в конденсаторе или уменьшается температура кипения t_0 в испарителе.

Такое изменение температур $t_к$ и t_0 приводит к возрастанию необратимых термодинамических потерь из-за конечной разности температур между конденсирующимся холодильным агентом и охлаждающей средой в конденсаторе и кипящим холодильным агентом и теплоносителем в испарителе. Следствием этого будет увеличение удельной мощности компрессора N_e/Q_0 в паровой холодильной машине или удельной затраты тепловой энергии в теплоиспользующих холодильных машинах.

Существование оптимального значения w связано с тем, что при возрастании этого параметра интенсифицируется теплообмен и уменьшается θ_m, но в то же время повышается мощность насосов

или вентиляторов, обеспечивающих циркуляцию внешней среды через аппарат. Последовательность технико-экономического расчета зависит от набора исходных данных в каждом конкретном случае. В приводимых расчетах использованы рекомендации, содержащиеся в работах [13, 33, 34].

Пример 1. Расчет горизонтального кожухотрубного конденсатора с определением среднелогарифмической разности температур и скорости охлаждающей воды технико-экономическим методом.

Исходные данные

Температура, °С:	
кипения t_0	—15
всасываемого пара $t_{вс}$	—5
Температура воды, °С:	
на входе в конденсатор t_{w1}	18
» выходе из конденсатора t_{w2}	24
Тип компрессора	П 110
Теоретический объем, описываемый поршнями компрессора, $V_т$, м³/с	0,082
Холодильный агент	*R*717
Продолжительность работы, ч/год	5000

Для ряда вариантов с различными значениями θ_m и w определяем удельные приведенные годовые затраты $П_{уд}$, руб./(год·кВт):

$$П_{уд} = [K(E_н + C_а + C_р) + \tau C_э (N_e + N_н)]/Q_0,$$

где K — стоимость конденсатора, руб.; $E_н = 0{,}15$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных затрат; $C_а = 0{,}128$ и $C_р = 0{,}055$ — доля от K, ежегодно отчисляемая на амортизацию конденсатора ($C_а$) и его ремонт ($C_р$); $C_э$ — стоимость электроэнергии, руб./(кВт·ч); N_e, $N_н$ — мощность, затрачиваемая на привод соответственно компрессора и водяного насоса; Q_0 — холодопроизводительность машины.

Стоимость водяного насоса не вошла в переменную часть годовых затрат, так как расход воды на конденсатор во всех вариантах приблизительно одинаков. Варианту с минимальным значением $П_{уд}$ будут соответствовать оптимальные значения θ_m и w. Принимаем четыре группы вариантов *A*, *B*, *C* и *D* соответственно значениям θ_m 2, 3, 5 и 8 °С. Поскольку значения t_{w_1} и t_{w_2} постоянны, каждой группе будет соответствовать своя температура конденсации $t_к$, определяемая по формуле

$$t_к = (e^{\Delta t_w/\theta_m} t_{w2} - t_{w1})/(e^{\Delta t_w/\theta_m} - 1),$$

где Δt_w — разность температур t_{w_2} и t_{w_1}. Каждая группа включает четыре варианта: в первом $w_1 = 0{,}2$ м/с; во втором $w_2 = 0{,}5$ м/с; в третьем $w_3 = 2$ м/с и в четвертом $w_4 = 2{,}5$ м/с. Таким образом, получены шестнадцать вариантов, каждый из которых обозначают буквой и цифрой, указывающими значения θ_m и w. Например, в варианте *C*-3 $\theta_m = 5$ °С и $w = 2$ м/с.

Таблица 4.8. **Расчетные параметры для групп вариантов**

Группа	θ_m	$t_к$	π	λ	η_e	$i_{вх}$	$i_{вых}$	Q_0	$Q_к$	N_e
	°C					кДж/кг		кВт		
A	2	24,3	4,14	0,79	0,77	1606	240	138,4	164,4	33,9
B	3	24,9	4,24	0,79		1610	243	137,2	163,6	34,4
C	5	26,6	4,46	0,78		1618	251	134,7	161,7	35,2
D	8	29,4	4,85	0,76		1638	268	128,3	156,6	37

Для каждой группы вариантов определяем следующие параметры: $\pi = p_к/p_0$; λ и η_e — коэффициент подачи компрессора и эффективный КПД [42]; $i_{вх}$ и $i_{вых}$ — энтальпии аммиака на входе и выходе из конденсатора; $Q_к$ — тепловой поток конденсатора; Q_0 и N_e. Тепловой поток конденсатора $Q_к = V_т\lambda\,(i_{вх} - i_{вых})/v_1$, где $v_1 = 0{,}54$ м³/кг — удельный объем пара аммиака при условиях всасывания в компрессор. Холодопроизводительность $Q_0 = V_т\lambda\,(i_1 - i_{вых})/v_1$, где $i_1 = 1390$ кДж/кг — энтальпия пара аммиака на выходе из испарителя и на входе в компрессор. При расчете также принято, что энтальпию $i_{вх}$ находят исходя из условия изоэнтропного сжатия в компрессоре и что температура жидкого аммиака перед регулирующим вентилем равна температуре конденсации. Результаты расчета представлены в табл. 4.8.

Для расчета площади поверхности теплопередачи конденсатора определяем уравнения $q_а = f(\theta_а)$ и $q_w = \varphi(\theta_а)$, где $\theta_а$ — разность температур конденсации и стенки трубы.

Плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности, со стороны аммиака

$$q_a = \alpha_a\theta_a = 0{,}72\sqrt[4]{(i_{вх} - i_{вых})\,10^3\rho^2\lambda^3 g/(\mu d_н\theta_a)} \times$$
$$\times\, n_в^{-0{,}167}(d_н/d_{вн})\,\theta_а,$$

где ρ, λ, μ — соответственно плотность, теплопроводность и динамическая вязкость жидкого аммиака при температуре конденсации [8]; $g = 9{,}8$ м/с² — ускорение свободного падения; $n_в = 6$ — принятая величина, равная половине числа рядов труб по вертикали; $d_н = 25$ мм и $d_{вн} = 20$ мм — принятые значения наружного и внутреннего диаметров гладкой стальной трубы.

Плотность теплового потока со стороны воды $q_w = (\theta_m - \theta_а)/[1/\alpha_w + \sum(\delta_i/\lambda_i)]$, где $\sum(\delta_i/\lambda_i) = 0{,}6\cdot10^{-3}$ м²·К/Вт — принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений (масла, ржавчины и водяного камня). Коэффициент теплоотдачи со стороны воды $\alpha_w = \mathrm{Nu}_w\lambda_w/d_{вн}$, где число Нуссельта $\mathrm{Nu}_w = 0{,}021\mathrm{Re}_w^{0{,}8}\mathrm{Pr}_w^{0{,}43}\varepsilon_{пер}$. Число Рейнольдса $\mathrm{Re}_w = w\,d_{вн}/\nu$, где ν — кинематическая вязкость воды при средней температуре $t_{mw} = (t_{w_1} + t_{w_2})/2 = (18 + 24)/2 = 21$ °С. При этой же температуре

Таблица 4.9. **Уравнения для определения $q_а$ и q_w и результаты расчета $q_{вн}$**

Вариант	θ_m, °C	$t_к$, °C	w, м/с	$q_а = f(\theta_а)$	$q_w = \varphi(\theta_а)$	$q_{вн}$, Вт/м²
A-1	2	24,3	0,2	$13\,684\theta_а^{0,75}$	$536\,(2 - \theta_а)$	1054
A-2			0,5		$964\,(2 - \theta_а)$	1860
A-3			2		$1344\,(2 - \theta_а)$	2545
A-4			2,5		$1388\,(2 - \theta_а)$	2623
B-1	3	24,9	0,2	$13\,676\theta_а^{0,75}$	$536\,(3 - \theta_а)$	1578
B-2			0,5		$964\,(3 - \theta_а)$	2776
B-3			2		$1344\,(3 - \theta_а)$	3789
B-4			2,5		$1388\,(3 - \theta_а)$	3903
C-1	5	26,6	0,2	$13\,659\theta_а^{0,75}$	$536\,(5 - \theta_а)$	2621
C-2			0,5		$964\,(5 - \theta_а)$	4594
C-3			2		$1344\,(5 - \theta_а)$	6246
C-4			2,5		$1388\,(5 - \theta_а)$	6431
D-1	8	29,4	0,2	$13\,630\theta_а^{0,75}$	$536\,(8 - \theta_а)$	4 177
D-2			0,5		$964\,(8 - \theta_а)$	7 293
D-3			2		$1344\,(8 - \theta_а)$	9 877
D-4			2,5		$1388\,(8 - \theta_а)$	10 165

Pr = 7,03, λ_w = 0,597 Вт/(м·К) и ρ_w = 998,2 кг/м³. Коэффициент $\varepsilon_{пер}$ = 0,72 для скорости w = 0,2 м/с и $\varepsilon_{пер}$ = 1 для остальных значений w.

Теплофизические свойства аммиака для расчетных температур конденсации представлены ниже.

$t_к$, °C	24,3	24,9	26,6	29,4
ρ, кг/м³	604	602	600	595
$\lambda_а$, Вт/(м·К)	0,514	0,513	0,511	0,506
$\mu \cdot 10^4$, Н·с/м²	1,48	1,47	1,45	1,4

Уравнения для определения $q_а$ и q_w, а также результаты расчета $q_{вн}$ (методом последовательного приближения) представлены в табл. 4.9.

По найденному значению $q_{вн}$ находят площадь поверхности теплопередачи и стоимость конденсатора. Площадь внутренней поверхности $F_{вн} = Q_к/q_{вн}$. Стоимость конденсатора $K_к = a + bF_{вн}$, где a = 500 и b = 20,7. Для расчета расхода энергии на привод водяного насоса находим объемный расход воды для каждой группы вариантов, конструктивные параметры и гидравличе-

Таблица 4.10. **Результаты расчета технико-экономических показателей**

Вариант	$F_{вн}$, м²	$V_w \times 10^3$, м³/с	n_{1x}	z	n	l, м	k	Δp, Па	$N_н$ / N, кВт		K, руб.	$П_{уд}$, руб./(год·кВт)
A-1	156	6,56	104	6	624	3,98	4,2	1 257	0,014	33,91	3729	33,47
A-2	88,4		42	8	336	4,18	6,1	9 041	0,099	34	2330	30,17
A-3	64,6		10	20	200	5,1	9,3	321 583	3,5	37,4	1837	31,44
A-4	62,7		8	20	160	6,2	12,6	561 363	6,14	40,04	1798	33,25
B-1	104	6,52	104	4	416	3,98	5,3	838	0,009	34,41	2653	31,52
B-2	59		42	6	252	3,73	6	6 192	0,067	34,47	1721	29,3
B-3	43		10	16	160	4,28	8,7	224 888	2,44	36,84	1390	30,22
B-4	42		8	20	160	4,18	8,5	414 031	4,5	38,9	1369	31,68
C-1	61,7	6,45	103	2	206	4,77	8,7	488	0,005	35,2	1777	30,52
C-2	35,2		41	4	164	3,4	7	3 840	0,04	35,24	1229	29,2
C-3	26		10	10	100	4,1	11,5	136 113	1,46	36,66	1038	29,78
C-4	25		8	16	128	3,1	7,4	268 208	2,88	38,08	1017	30,78
D-1	37,5	6,24	99	2	198	3	6,1	333	0,003	37	1276	32,15
D-2	21,5		40	4	160	2,1	4,4	2 705	0,028	37,03	945	31,31
D-3	15,8		10	8	80	3,14	8,7	89 937	0,93	37,93	827	31,71
D-4	15,4		8	12	96	2,5	7,1	174 899	1,82	38,82	819	32,38

ское сопротивление конденсатора для каждого варианта. Объемный расход воды

$$V_w = Q_к/[t_{w2} - t_{w1}) c_w \rho_w].$$

Число труб в одном ходе $n_{1x} = 4V_w/(\pi d_{вн}^2 w)$. Общее число труб, размещаемых в трубной решетке, $n = n_{1x} z$, где z — число ходов воды в аппарате. Параметр z выбирают с учетом следующих требований: 1) число z должно быть четным; 2) число n должно быть равным или близким числу труб при размещении их в трубной решетке по сторонам правильных шестиугольников; 3) отношение длины одной трубы l к диаметру трубной решетки D должно находиться в пределах $k = l/D = 4 \div 12$.

Длина одной трубы в аппарате $l = F_{вн}/(\pi\, d_{вн} n)$, а диаметр трубной решетки $D = mS$, где m — число труб, размещаемых по большой диагонали внешнего шестиугольника; S — шаг труб. Гидравлическое сопротивление для воды Δp, Па, определяют из выражения

$$\Delta p = \left(\frac{0{,}042 \varepsilon_ш}{(w d_{вн})^{0{,}25} (t_{mw} + 40)^{0{,}35}} \frac{l}{d_{вн}} + 1{,}75 \right) z \frac{w^2 \rho_w}{2},$$

где $\varepsilon_ш$ — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости; для новых стальных труб $\varepsilon_ш = 1{,}11$.

Мощность, затрачиваемая на привод водяного насоса, $N_н = V_w \Delta p/\eta_н$, где $\eta_н$ — КПД насоса; принято $n_н = 0{,}6$. Суммарная мощность определяется так: $N = N_e + N_н$. Результаты расчета по приведенным выше зависимостям представлены в табл. 4.10.

По данным табл. 4.10 строим график зависимости $П_{уд}$ от w для всех групп вариантов, т. е. для принятых значений θ_m (рис. 4.22). Минимумы функций $П_{уд} = f(w, \theta_m)$ обозначим точками a, b, c, d, соединим эти точки штриховой линией d-a-b-c и выпишем для них значения $П_{уд}$ и θ_m:

$П_{уд}$, руб./(год·кВт) . . .	29,8	29	28,9	31,1
θ_m, °С	2	3	5	8

По полученным данным строим зависимость $П_{уд}$ от θ_m (рис. 4.23), из которой следует, что оптимальные значения θ_m находятся в пределах 4—4,5 °С; при этом $П_{уд} \approx 28{,}8$ руб./(год × × кВт). На рис. 4.22 находим n — точку пересечения линии $П_{уд} = 28{,}8$ руб./(год·кВт) и продолженной линии d-a-b-c. Точке n соответствует оптимальная скорость воды $w_{opt} = 0{,}85$ м/с. По приведенной выше методике рассчитываем окончательный вариант конденсатора и получаем для него следующие параметры: $\theta_m = 4{,}5$ °С; $F_{вн} = 32{,}5$ м²; $z = 8$ ходов; $l = 3{,}1$ м; $D = 4{,}9$ м.

Пример 2. Определение оптимальной скорости охлаждающей воды для заданной конструкции горизонтального кожухотрубного конденсатора, работающего в составе холодильной машины с поршневым компрессором. Все исходные данные предыдущего расчета справедливы также и для данного примера. Дополнительно заданы нижеследующие параметры.

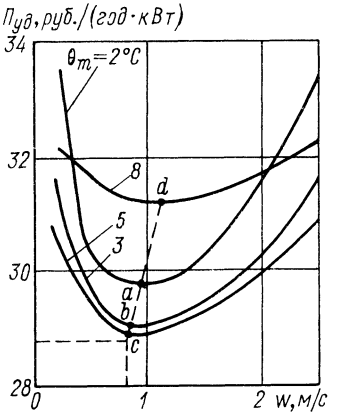


Рис. 4.22. Определение оптимального значения скорости воды в конденсаторе

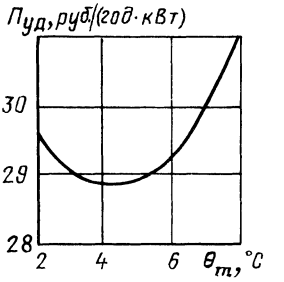


Рис. 4.23. Определение оптимального значения средней логарифмической разности температур в конденсаторе

Площадь поверхности теплопередачи конденсатора $F_{вн}$, м²	33,8
Число ходов воды z	8
» труб в одном ходе n_{1x}	21
Общее число труб в конденсаторе n	168
Длина одной трубы в конденсаторе l, м	3,2
Внутренний и наружный диаметры трубы $d_{вн}$ и $d_н$, мм	20 и 25
Система водоснабжения	С обратным охлаждением воды в градирне
Стоимость воды S_w, руб./м³	0,02

В данном случае необходимо определить оптимальный режим работы конденсатора, т. е. произвести расчет и выбрать оптимальные значения w, θ_m и $t_к$. С ростом w увеличится расход воды G_w, уменьшатся t_{w2} и θ_m. При этом сокращаются необратимые потери в процессе теплообмена холодильного агента и воды в конденсаторе, что обусловливает снижение удельной мощности компрессора N_e/Q_0. В то же время увеличиваются производительность и стоимость водяного насоса и расход энергии на его привод. По этим причинам зависимость годовых приведенных затрат от скорости воды будет иметь минимум, который и необходимо определить, произведя расчет нескольких вариантов режима работы конденсатора. Удельные годовые приведенные затраты $П_{уд}$ руб./(год·кВт), находим по формуле $П_{уд} = [K_н (E_н + C_а + C_р) + V_w S_w \beta\tau + \tau C_э (N_e + N_н)]/Q_0$, где $K_н$ — стоимость насоса, руб.; $E_н$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных затрат; $C_а = 0{,}128$ и $C_р = 0{,}055$ — доли от $K_н$, ежегодно отчисляемые на амортизацию и ремонт; $\beta = 0{,}03$ — отношение расхода свежей воды к циркулирующей.

Принимаем следующий порядок расчета. Вначале для температур конденсации в интервале 23—27 °С способом, указанным в предыдущем примере, определяем Q_0, $Q_к$, N_e, $q_{вн}$, уравнение $q_а = f(\theta_а)$ и $\theta_а$. Затем находим скорость воды w, V_w, Δp, $N_н$, $K_н$ и

Таблица 4.11. **Параметры холодильной машины и разность $\theta_а$ при расчетных температурах конденсации**

Номер вариантов	$t_к$, °С	Q_0	$Q_к$	N_e	$q_{вн}$, Вт/м²	$q_а = f(\theta_а)$	$\theta_а$, °С
		кВт					
1	23	141	166	33,4	4911	$13\,701\theta_а^{0,75}$	0,255
2	24	139	165	33,8	4882	$13\,687\theta_а^{0,75}$	0,253
3	25	137	163	34,4	4822	$13\,676\theta_а^{0,75}$	0,249
4	26	135	162	34,8	4793	$13\,665\theta_а^{0,75}$	0,247
5	27	134	161	35,4	4763	$13\,655\theta_а^{0,75}$	0,245

Таблица 4.12. **Результаты расчета удельных годовых приведенных затрат на конденсатор**

Номер варианта	w, м/с	θ_m, °С	$V_w \cdot 10^3$, м³/с	Δp, Па	$N_н$, кВт	$K_н$, руб.	$N = N_e + N_н$, кВт	$П_{уд}$, руб./(год·кВт)
1	2,67	3,76	17,6	154 584	4,53	95	37,93	28,47
2	1,7	3,98	11,2	67 742	1,26	63	35,06	26,24
3	1,236	4,16	8,15	37 894	0,51	28	34,91	26,19
4	0,983	4,35	6,48	24 983	0,27	16	35,07	26,53
5	0,816	4,5	5,38	17 814	0,16	10	35,56	26,99

$П_{уд}$. Результаты расчета параметров холодильной машины и $\theta_а$ представлены в табл. 4.11.

Поясним определение $\theta_а$ по табл. 4.11 для варианта $1 : 13\,701\theta_а^{0,75} = 4911$; $\theta_а = (4911/13\,701)^{1/0,75} = 0,255$ °С. Для остальных вариантов $\theta_а$ находится аналогично.

Для нахождения w воспользуемся уравнением плотности теплового потока со стороны воды: $q_w = (\theta_m - \theta_а)/[1/\alpha_w + \sum(\delta_i/\lambda_i)]$. Так как θ_m и α_w зависят от скорости воды, то задача состоит в определении такой скорости воды, при которой выполняется условие $q_w = q_{вн}$, где $q_{вн}$ выбирается для каждого варианта из табл. 4.11. Для выражения q_w через w, $Q_к$, $t_к$ и $\theta_а$ использованы следующие уравнения:

$$\theta_m = \Delta t_w/\ln[(t_к - t_{w1})/(t_к - t_{w1} - \Delta t_w)];$$

$$V_w = w n_{1к} \pi d_{вн}^2/4; \quad \Delta t_w = Q_к/(\Delta t_w c_w \rho_w); \quad \alpha_w = \mathrm{Nu}\, w\lambda_w/d_{вн};$$

$$\mathrm{Nu}_w = 0,021\mathrm{Re}_w^{0,8}\mathrm{Pr}_w^{0,43}; \quad \mathrm{Re}_w = w d_{вн}/\nu.$$

Для упрощения теплофизические свойства воды определяем при температуре 21 °С для всех вариантов: $\rho_w = 998,2$ кг/м³; $\lambda_w = 0,597$ Вт/(м·К); $\mathrm{Pr}_w = 7,03$; $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6}$ м²/с. После соответствующих подстановок и вычислений получаем уравнение для q_w в виде

$$q_w = \frac{3,63 \cdot 10^{-2} w^{-1} Q_к/\ln[(t_к - 18)/(t_к - 18 - 3,63 \cdot 10^{-2} w^{-1} Q_к)] - \theta_а}{2,5113 \cdot 10^{-4} w^{-0,8} + 0,6 \cdot 10^{-3}}.$$

По полученному уравнению методом последовательных приближений определяем w и θ_m для каждого варианта. Гидравлическое сопротивление протоку воды находим по формуле, приведенной в примере 1. Мощность насоса $N_н = \Delta p V_w/\eta_н$, где $\eta_н = 0,6$ — принятый КПД насоса. Стоимость насоса $K_н = bN_н$, где b — стоимость насоса с приводом, отнесенная к 1 кВт его мощности.

Результаты расчета промежуточных параметров и $П_{уд}$ приведены в табл. 4.12.

Построив график зависимости $П_{уд}$ от w (рис. 4.24), определяем $w_{opt} \approx 1{,}4$ м/с. Результаты расчета параметров режима работы конденсатора при этой скорости следующие: $q_w = q_{вн} = 4843$ Вт/м²; $t_к = 24{,}65$ °С; $\Delta t_w = 4{,}24$ °С; $\theta_m = 4{,}18$ °С.

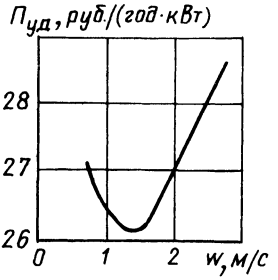


Рис. 4.24. Определение оптимальной скорости воды в конденсаторе

Пример 3. Определить оптимальные значения среднелогарифмической разности температур и скорости рассола для горизонтального кожухотрубного испарителя затопленного типа.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0, кВт	130
Температура рассола на входе t_{s1} и выходе t_{s2} из испарителя, °С	—6; —10
Холодильный агент	*R*22
Продолжительность работы холодильной машины τ, ч/год	5000

Оптимальные значения θ_m и w_s определяем по минимуму приведенных годовых затрат $П$: $П = (K_и + K_{х.а})(E_н + C_а + C_р) + \tau C_э (N_e + N_н)$, где $K_и$ — стоимость испарителя вместе с монтажом, упаковкой и средними транспортными расходами, руб.; $K_{х.а}$ — стоимость холодильного агента, заряжаемого в испаритель.

В выражение для $П$ должна входить также стоимость компрессора, так как его размеры зависят от температуры кипения t_0 и стоимости изоляции испарителя. Однако в приближенных расчетах этими величинами можно пренебречь из-за их сравнительно небольшого влияния на конечные результаты.

Значение $K_и$ находим по уравнению $K_и = 650 + 23{,}7F_{вн}$. Стоимость холодильного агента подсчитывается так: $K_{х.а} = V\xi\rho S_{х.а}$, где V — объем межтрубного пространства аппарата, м³; $\xi = 0{,}8$ — коэффициент заполнения испарителя жидким холодильным агентом; $\rho = 1350$ кг/м³ — плотность жидкого *R*22 при $t = -20$ °С; $S_{х.а} = 3{,}1$ руб./кг — стоимость *R*22. Объем межтрубного пространства находят по формуле $V = \pi l (D^2 - n d_н^2)/4$ (обозначения величин см. в примерах 1 и 2 этого параграфа).

Из приведенных формул для $K_и$ и $K_{х.а}$ видно, что для каждого сравнительного варианта необходимо определить площадь поверхности теплопередачи испарителя $F_{вн}$ и его конструктивные параметры l, D, n, z. Параметры l и z требуются также для подсчета гидравлического сопротивления рассольного тракта Δp, Па: $\Delta p \approx (1{,}48 l/d_{вн} + 89) z w_s^2 \rho_s \cdot 10^{-2}$, где $\rho_s = 1232$ кг/м³ — плотность рассола при средней температуре его в аппарате $t_s = -8$ °С

Таблица 4.13. **Параметры групп вариантов**

Группа	t_0	θ_m	ε_e	N_e, кВт	B_a, Вт/(м²·К⁴)
	°С				
A	—13	4,72	3,85	33,77	99,26
B	—16	7,83	3,5	37,14	80,1
C	—18	9,86	3,2	40,62	69,66
D	—20	11,89	3	43,33	60,79

и массовой концентрации 23,8 % (температура замерзания равна —25,7 °С).

Мощность рассольного насоса при его КПД $\eta_н = 0{,}6$ равна $N_н = \Delta p V_s/\eta_н$, где V_s — объемный расход рассола, м³/с — величина постоянная для всех вариантов, так как $V_s = Q_0/(\Delta t_s c_s \rho_s) = 130/(4 \cdot 2{,}91 \cdot 1232) = 9{,}06 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Мощность компрессора N_e определяется отношением $N_e = Q_0/\varepsilon_e$. Холодильный коэффициент ε_e находим в зависимости от t_0 по характеристикам для средних поршневых компрессоров [42, рис. 1—22).

В расчете приняты четыре группы вариантов, обозначенные буквами *A*, *B*, *C* и *D*. Температуры кипения для каждой группы соответственно равны —13; —16; —18 и —20 °С. Очевидно, что разными для каждой группы будут и значения θ_m. В каждой группе рассчитывают четыре варианта соответственно скоростям рассола 0,8; 1,2; 1,5 и 2 м/с. Каждый из 16 вариантов обозначают буквой и цифрой, которые определяют соответственно t_0 и w_s, например в варианте *D*-4 $t_0 = -20$ °С и $w_s = 2$ м/с. Для каждого варианта находят $q_{вн}$ методом последовательного приближения, затем $F_{вн}$ и конструктивные параметры аппарата. Последовательность определения всех расчетных величин указана в нижеприводимых таблицах. Уравнение для плотности теплового потока со стороны кипящего *R*22 находилось в следующем виде: $q_a = B_a \theta_a^4$ (определение B_a см. в примере 1 параграфа 4.1). В табл. 4.13 приведены расчетные параметры для групп вариантов.

Уравнение для плотности теплового потока со стороны рассола находим в виде $q_s = (\theta_m - \theta_a)/[1/\alpha_s + \sum(\delta_i/\lambda_i)]$, или $q_s = B_s(\theta_m - \theta_a)$. Термическое сопротивление стенки и загрязнений принято равным $\sum(\delta_i/\lambda_i) = 0{,}8 \cdot 10^{-3}$ м²·К/Вт. Значение α_s находим для каждой скорости рассола так, как указано в примере 1 параграфа 4.1. Ниже приведены значения B_s в зависимости от скорости.

w_s, м²/с	0,8	1,2	1,5	2
B_s, Вт/(м²·К)	603,8	766	827	957

Результаты расчета конструктивных параметров и мощности рассольного насоса представлены в табл. 4.14, а результаты расчета годовых приведенных затрат по вариантам — в табл. 4.15.

Таблица 4.14. Конструктивные параметры и мощность рассольного насоса

Вариант	$q_{вн}$, Вт/м²	$F_{вн}$, м²	n_{1x}	z	n	D, м	l, м	$V_{x.в}$, м³	Δp, Па	$N_н$, кВт
A-1	1634	79,56	36	8	288	0,69	4,4	0,97	26 152	0,39
A-2	1994	65,19	24	10	240	0,62	4,32	0,79	72 503	1,09
A-3	2125	61,18	19	10	190	0,55	5,12	0,74	129 696	1,96
A-4	2396	54,26	14	14	196	0,55	4,4	0,62	286 041	4,32
B-1	3209	40,51	36	4	144	0,49	4,48	0,53	13 263	0,2
B-2	3966	32,78	24	8	192	0,55	2,72	0,39	41 198	0,62
B-3	4244	30,63	19	8	152	0,49	3,21	0,37	72 413	1,09
B-4	4827	26,93	14	10	140	0,49	3,06	0,37	155 449	2,35
C-1	4265	30,48	36	4	144	0,49	3,37	0,4	10 672	0,16
C-2	5290	24,57	24	6	144	0,49	2,71	0,32	30 820	0,46
C-3	5670	22,93	19	6	114	0,42	3,2	0,26	54 187	0,82
C-4	6466	20,1	14	8	112	0,42	2,86	0,24	118 524	1,79
D-1	5331	24,38	36	4	144	0,49	2,69	0,32	9 085	0,14
D-2	6633	19,6	24	6	144	0,49	2,17	0,26	26 566	0,4
D-3	7113	18,3	19	6	114	0,42	2,55	0,21	46 187	0,7
D-4	8124	16	14	8	112	0,42	2,27	0,19	101 312	1,53

Таблица 4.15. Годовые приведенные затраты

Вариант	$K_н$	$K_{х.а}$	$(K_н + K_{х.а}) \times (E_н + C_а + C_р)$	$\tau C_э (N_е + N_н)$	$П$
	руб.		руб./год		руб./год
A-1	2501	3247	1914	3416	5330
A-2	2167	2645	1602	3486	5088
A-3	2074	2477	1516	3573	5089
A-4	1913	2076	1328	3809	5137
B-1	1593	1774	1121	3734	4855
B-2	1413	1305	905	3776	4681
B-3	1363	1239	866	3823	4689
B-4	1277	1239	838	3949	4787
C-1	1359	1339	898	4078	4976
C-2	1222	1071	764	4108	4872
C-3	1184	870	684	4144	4828
C-4	1118	803	640	4241	4881
D-1	1217	1071	762	4347	5109
D-2	1106	870	658	4373	5031
D-3	1076	703	592	4403	4995
D-4	1022	636	552	4486	5038

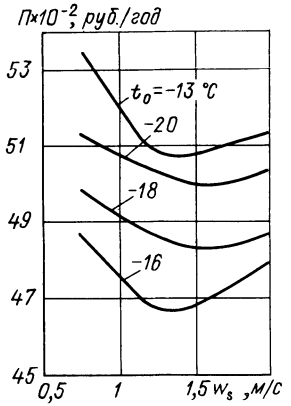


Рис. 4.25. Определение оптимальной скорости рассола в испарителе

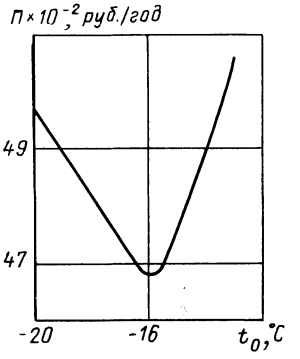


Рис. 4.26. Определение оптимальной температуры кипения в испарителе

По данным табл. 4.15 строим график зависимости годовых приведенных затрат от скорости рассола для каждой группы вариантов (рис. 4.25). Из графика видно, что для каждой температуры кипения получен минимум $П$ и что минимум миниморум ориентировочно соответствует группе вариантов B, т. е. $t_0 = -16$ °С; $\theta_m = 7{,}83$ °С; при этом оптимальная скорость рассола $w_s \approx$ $\approx 1{,}3$ м/с. Значение t_0 уточняют путем построения графика $П = f(t_0)$ на рис. 4.26, из которого видно, что окончательно следует принять $t_0 = -15{,}5$ °С. Дополнительным расчетом получены следующие результаты: $\theta_m = 7{,}3$ °С; $q_{вн} = 3737$ Вт/м²; $F_{вн} = 34{,}8$ м².

4.7. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ АППАРАТОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

В теплообменных аппаратах холодильных машин расчету на прочность подлежат все элементы конструкции. Однако ограничимся расчетом основных из них, а именно: обечаек, днищ, фланцевых соединений и фланцев, трубных решеток, болтовых соединений и болтов (или шпилек).

Сосуды и аппараты встречаются двух принципиально различных типов: тонко- и толстостенные. Соответственно применяются различные методы расчета и аналитические зависимости.

Напряженное состояние тонкостенных оболочек является двумерным — меридиональным σ_m и тангенциальным σ_τ. Те и другие напряжения по толщине оболочки принимаются постоянными ($\sigma_m = \text{const}$; $\sigma_\tau = \text{const}$). Радиальными напряжениями σ_r пренебрегают. К тонкостенным относятся оболочки, у которых отношение толщины δ к внутреннему диаметру $D_{вн}$ для сталей, алюминиевых и медных сплавов не превышает 0,1, т. е. $\delta/D_{вн} < 0{,}1$.

Таблица 4.16. **Расчетные и пробные давления для теплообменных аппаратов**

Холодильный агент	Сторона давления	Охлаждение конденсатора	Давление, МПа	
			расчетное	пробное
*R*12, *R*12B1, *R*142	Высокого	Воздухом	1,6	2,1
		Водой	1,6	2,1
	Низкого	—	1	1,3
*R*22, *R*502, *R*717	Высокого	Воздухом	2	2,7
		Водой	1,8	2,4
	Низкого	—	1,6	2,1
*R*13, *R*170 (этан), *R*1150 (этилен)	—	—	2	2,7

В противном случае оболочка считается толстостенной, материал которой подвержен трехосному напряженному состоянию. Сосуды и аппараты холодильных машин, как правило, относятся к тонкостенным.

Расчетные и пробные давления теплообменных аппаратов и емкостей парокомпрессорных холодильных машин назначаются в соответствии с ОСТ 26-03-639—82, выдержки из которого приведены в табл. 4.16.

Если рабочее давление не превышает 0,2 МПа, то $p_р = 0{,}2$ МПа.

Пробные давления $p_{пр}$ при испытаниях на прочность устанавливают в зависимости от способа изготовления изделий:

для литых и сборочных единиц $p_{пр} = 1{,}5p_р$;

для кованых, штампованных, сварочных деталей и сборочных единиц $p_{пр} = 1{,}3p_р$ и назначаются из нижеследующего ряда.

$p_р$, МПа	1	1,2	1,6	1,8	2	2,3
$p_{пр} = 1{,}3p_р$	1,3	1,6	2,1	2,4	2,7	3
$p_{пр} = 1{,}5p_р$	1,6	1,8	2,4	2,7	3	3,5

Испытательные давления $p_и$ при проверке герметичности назначаются равными расчетным давлениям ($p_и = p_р$). Аппараты, работающие под вакуумом, испытывают [31] внутренним избыточным давлением, равным 0,2 МПа.

Для сосудов и их элементов, работающих при отрицательных температурах, пробные давления принимают такими же, как при температуре 20 °С.

Расчетная температура $t_р$ для стали при отрицательных рабочих температурах принимается равной 20 °С.

Допускаемое напряжение регламентирует ГОСТ 14249—80. Нагрузка, число циклов изменения которой за весь период службы изделия не превышает 10^3, условно считается однократной. При определении числа циклов нагружения ее изменение в пределах 15 % расчетной не учитывается. Допускаемые напряжения при статических однократных нагружениях устанавливают: для рабо-

чего состояния $[\sigma]_t = \eta_з \eta \sigma^*$, где σ^* — нормативно допускаемое напряжение для материала детали, работающей при расчетной температуре (табл. 4.17); $\eta_з$ — коэффициент, учитывающий вид заготовки (см. ниже): $\eta_з = 1$ для заготовок из проката, $\eta_з = 0{,}8$ для отливок, подвергающихся индивидуальному неразрушающему контролю, $\eta_з = 0{,}7$ для прочих отливок; η — коэффициент, учитывающий работу аппарата со взрыво- и пожароопасными продуктами или ядовитыми веществами: $\eta = 0{,}9$ для аммиака, $\eta = 1$ для *R*12, *R*22, *R*502.

Допускаемые напряжения при гидравлических испытаниях $[\sigma]_{и.г} = \sigma_{т20}/1{,}1$, при воздушных $[\sigma]_{и.в} = \sigma_{т20}/1{,}2$, где $\sigma_{т20}$ — минимальное значение предела текучести материала при 20 °С.

Для марок сталей, не указанных в табл. 4.17, нормативное допускаемое напряжение при статической нагрузке определяется по формуле $[\sigma] = \sigma_{т\,min}/n_т$, а также $[\sigma] = \sigma_{в\,min}/n_в$, где $\sigma_т$ и $\sigma_в$ — пределы текучести и прочности при расчетной температуре соответственно; $n_т = 1{,}5$ и $n_в = 2{,}4$ — коэффициенты запаса прочности.

Допускаемые напряжения для с в а р н ы х ш в о в определяют по характеристике менее прочного основного (свариваемого) металла, умноженной на коэффициент прочности сварных соединений: $\varphi = 1$ — для автоматической дуговой электросварки; $\varphi = 0{,}8 \div 0{,}95$ — для ручной дуговой электросварки в зависимости от конструкции сварного соединения.

Расчетом определяют толщину (δ, *h*) деталей — обечайки, днища, фланца, так как другие их размеры (диаметры, длину) находят в результате теплового и конструктивного расчетов. Окончательную толщину элементов рассчитывают по формуле $\delta = \delta_р + c_1 + c_2 + c_3 = \delta_р + \sum c$, где c_1 — прибавка толщины для компенсации коррозии и эрозии (последняя при наличии абразивных частиц); c_2 — прибавка для компенсации минусового допуска; c_3 — технологическая прибавка, учитывающая утонение стенки детали при вытяжке, гибке, штамповке. Кроме того, предусмотрена прибавка до стандартного размера.

П р и м е р 1. Расчет на прочность горизонтального кожухотрубного конденсатора парокомпрессорной хладоновой холодильной машины, охлаждаемого водой.

Исходные данные

Внутренний диаметр обечайки кожуха $D_{вн}$, м	0,355
Длина обечайки (труб) $l_т$, м	2,66
Число труб *n*	128
Труба медная оребренная $d_н \times \delta_т$, мм	20×3
Площадь теплообменной поверхности $F_{вн}$, м²	14,2
Холодильный агент	*R*12
Давление в межтрубном пространстве, МПа:	
рабочее (при температуре конденсации хладона-12 $T_к = 298$ К) $p_к$	0,66
расчетное $p_р$	1,6
Рабочее давление в трубном пространстве $p_{тр}$, МПа	0,4

Таблица 4.17. **Нормативно допускаемое напряжение σ^* и минимальное значение предела текучести $\sigma_т$, МПа, для сталей, титана и меди**

Расчетная температура, °С	Сталь												Медь		Титан			
	ГОСТ 380—71		ГОСТ 1050—74						ГОСТ 5520—79		ГОСТ 5632—72		ГОСТ 617—72		ВТ1-0		АТ3	
	ВСт3 сп, ВСт3 гсп		10		20, 20К		35, ВСт5		09Г2С, 16ГС		12Х18Н10Т		М3					
	σ^*	$\sigma_т$	σ^*	$\sigma_т$	σ^*	$\sigma_т$	σ^*	$\sigma_т$	σ^*	$\sigma_т$	σ^*	$\sigma_т$	σ^*	$\sigma_т$	σ^*	$\sigma_т$	σ^*	$\sigma_т$
20	140	210	130	195	147	220	175	315	170	280	160	240	53,8	80,7	141	310	230	510
100	134	201	125	188	142	214			160	240	152	228	49	79,9 при 50 °С	129	260	202	475
Применение	Корпуса, днища, трубные решетки, фланцы при $t \geqslant -50$ °С		Трубные пучки, трубы при $t \geqslant -50$ °С				Крепеж при $t \geqslant -50$ °С		Крепеж, фланцы, днища, обечайки при $t \geqslant -70$ °С		Корпуса, днища, фланцы, болты при $t < -50$ °С		Трубы с накатными ребрами					

Материал обечайки кожуха, эллиптических днищ, трубных решеток и фланцев — ВСт3сп, теплообменных труб — М3 с накатными ребрами, болтов (шпилек) — сталь 35, гаек — сталь 30, прокладок — паронит.

1. Расчет обечайки. Обечайка изготовляется из листовой стали, сварная, продольный стыковой шов двусторонний, выполненный ручной электродуговой сваркой. Коэффициент прочности сварного соединения $\varphi = 0{,}9$. Допускаемые напряжения: нормативное для стали ВСт3сп при $T = 298$ К $\sigma^* = 140$ МПа (см. табл. 4.17); для рабочего состояния $[\sigma] = \eta_з\eta\sigma^* = 1 \cdot 1 \times \times 140 = 140$ МПа; при гидравлических испытаниях $[\sigma]_и = \sigma_{т20}/1{,}1 = 210/1{,}1 = 191$ МПа. Расчетное давление $p_р = 1{,}6$ МПа (см. табл. 4.16), испытательное давление $p_и = p_р$.

Исполнительная толщина δ стенки обечайки [31] $\delta = \delta_р + \sum c = p_р D_{вн}/(2\varphi\ [\sigma] - p_р) + c_1 + c_2 + c_3 = 1{,}6 \cdot 0{,}355/(2 \times \times 0{,}9 \cdot 140 - 1{,}6) + 0{,}0037 = 0{,}006$ м $= 6$ мм, где сумма всех прибавок толщины обечайки $\sum c = 0{,}0037$ мм.

Условие применимости формулы для расчета: $(\delta - \sum c)/D_{вн} = (6 - 3{,}7)/355 = 0{,}0065 \ll 0{,}1$. Также $\delta/D_{вн} = 6/355 = 0{,}017 < < 0{,}1$, т. е. формула для тонкостенных сосудов применима.

Допускаемое давление в рабочем состоянии $[p]_д = 2\varphi\ [\sigma] \times \times (\delta - \sum c)/(D_{вн} + \delta - \sum c) = 2 \cdot 0{,}9 \cdot 140\ (0{,}006 - 0{,}0037)/(0{,}355 + + 0{,}006 - 0{,}0037) = 1{,}622$ МПа $> p_р = 1{,}6$ МПа. Допускаемое давление при гидравлическом испытании $[p]_{и.г} = 2\varphi\ [\sigma]_и\ (\delta - \sum c)/(D_{вн} + \delta - \sum c) = 2 \cdot 0{,}9 \cdot 191 \times \times 0{,}0023/(0{,}355 + 0{,}0023 - 0{,}0037) = 2{,}2$ МПа $> p_{пр} = 2{,}1$ МПа (см. табл. 4.16).

2. Расчет эллиптического днища. Расчетное давление $p_{тр} = 0{,}4$ МПа, температура $T = 303$ К (30 °С).

В днище (рис. 4.27) имеются два отверстия диаметром $d = 50$ мм для входа и выхода охлаждающей воды, расположенные симметрично относительно центра днища.

Коэффициент ослабления днища отверстиями $\varphi_0 = (D_{вн} - 2d)/D_{вн} = (355 - 2 \cdot 50)/355 = 0{,}72$, где $D_{вн} = 0{,}355$ м — внутренний диаметр днища. Исполнительную толщину эллиптического днища (крышки) определяют по формуле $\delta_{дн} = p_{тр} D_{вн}/(2\varphi_0\ [\sigma] - 0{,}5 p_{тр}) + \sum c$.

В нашем случае первый член справа дает малую величину. По технологическим причинам выберем толщину днища $\delta_{дн} = 6$ мм, т. е. равной толщине обечайки. Сохраним и $\sum c = 3{,}7$ мм. Второе глухое (с отверстиями малого диаметра) эллиптическое днище изготавливают также из материала ВСт3 и $\delta_{дн} = 6$ мм.

Допускаемое давление в камере в рабочем состоянии

$$[p]_д = 2\varphi_0\,[\sigma]\,(\delta_{дн} - \sum c)/[D_{вн} + 0{,}5\,(\delta_{дн} - \sum c)] = 2 \cdot 0{,}72 \cdot 140 \cdot 0{,}0023/(0{,}355 + 0{,}5 \cdot 0{,}0023) =$$

$$= 1{,}3 \text{ МПа} > 0{,}6 \text{ МПа} = p_{р.\,дн}.$$

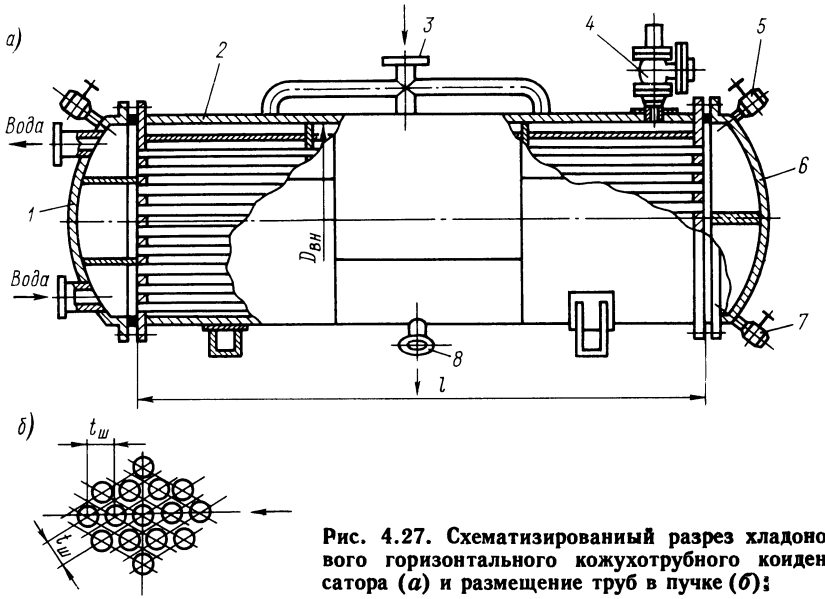


Рис. 4.27. Схематизированный разрез хладонового горизонтального кожухотрубного конденсатора (*а*) и размещение труб в пучке (*б*):

1 — крышка с патрубками; *2* — обечайка кожуха; *3* — патрубок подвода пара хладона; *4* — предохранительный клапан; *5* — вентиль для выпуска воздуха из водяной полости; *6* — крышка глухая; *7* — вентиль для слива воды; *8* — патрубок для отвода жидкого хладона

Допускаемое давление при гидравлических испытаниях

$$[p]_{и.г} = 2\varphi_0 [\sigma]_и (\delta_{дн} - \sum c)/[D_{вн} + 0{,}5(\delta_{дн} - \sum c)] =$$
$$= 2 \cdot 0{,}72 \cdot 191 \cdot 0{,}0023/(0{,}355 + 0{,}0011) = 1{,}77 \text{ МПа}.$$

3. Определение типа конструкции кожуха теплообменного аппарата. Согласно ОСТ 26-1185—81 предусматриваются конструкции теплообменных аппаратов с неподвижными трубными решетками, компенсаторами, подвижной головкой, в которой закреплена одна из решеток (со стороны глухого днища). Этот вопрос особенно актуален при больших относительных длинах аппаратов ($l/D > 6$) или различных тепловых деформациях трубного пучка и обечайки.

Естественно, наиболее простой является жесткая конструкция кожуха аппарата с неподвижными трубными решетками. Возможность такой конструкции необходимо подтвердить расчетом [31].

Площадь поперечного сечения обечайки кожуха при толщине стенки $\delta = 0{,}006$ м: $F_к = \pi (D_{вн} + \delta)\,\delta = \pi\,(0{,}355 + 0{,}006) \times$ $\times\, 0{,}006 = 6{,}805 \cdot 10^{-3}$ м^2. Площадь поперечного сечения труб при толщине стенки $\delta_т = 0{,}003$ м и числе труб $n = 128$: $F_т =$ $= \pi\,(d_н - \delta_т)\,\delta_т n = \pi\,(0{,}02 - 0{,}003)\,0{,}003 \cdot 128 = 20{,}51 \cdot 10^{-3}$ м^2. При жестком соединении кожуха с трубами (посредством трубной решетки) сила их взаимодействия вследствие температурных деформаций составит $P_t = [\alpha_н\,(T_к - 293) - \alpha_т\,(T_т -$

$-293)]/[1/(E_к F_к) + 1/(E_т F_т)] = [11{,}95\cdot10^{-6}\ (298-293) - 16{,}42\cdot10^{-6}\ (293-293)]/[1/(1{,}99\cdot10^{5}\cdot6{,}87\cdot10^{-3}) + 1/(1{,}235\cdot10^{5}\times 20{,}508\cdot10^{-3})] = 0{,}05272$ МН, где $\alpha_к = 11{,}95\cdot10^{-6}\ °C^{-1}$ — коэффициент линейного расширения стали ВСт3 при средней температуре стенки кожуха $T_к = 298$ К; $\alpha_т = 16{,}42\cdot10^{-6}\ °C^{-1}$ — коэффициент линейного расширения меди М3 при $T_т = 293$ К; $E_к = 1{,}99\cdot10^{5}$ МПа и $E_т = 1{,}235\cdot10^{5}$ МПа — модули продольной упругости при указанных температурах углеродистой стали и меди марки М3 соответственно.

Сила, растягивающая в осевом направлении обечайку кожуха и трубы от действия давления в межтрубном пространстве $p_р$ и в камерах (трубном пространстве) $p_{тр}$: $P = 0{,}785\ [D_{вн}^2 (p_р - p_{тр}) - n (d_н^2 p_р - d_{вн}^2 p_{тр}) = 0{,}785\ [0{,}355^2\ (1{,}6 - 0{,}4) - 128 \times (0{,}02^2\cdot1{,}6 - 0{,}014^2\cdot0{,}4)] = 0{,}06228$ МН.

Суммарное напряжение растяжения кожуха при полномерной толщине стенок обечайки и труб определяется по формуле $\sigma_к = P_t/F_к + PE_к/(E_к F_к + E_т F_т) = 0{,}05272/0{,}006805 + 0{,}06228 \times 1{,}99\cdot10^{5}/(1{,}99\cdot10^{5}\cdot6{,}81\cdot10^{-3} + 1{,}235\cdot10^{5}\cdot20{,}51\cdot10^{-3}) = 10{,}94$ МПа $< [\sigma] = 140$ МПа, что указывает на возможность принятия жесткой конструкции кожуха (это первое условие) [25].

Теперь необходимо проделать расчеты, аналогичные выполненным выше и по тем же формулам, с единственным исключением — для стенок минимальной толщины $\delta - \sum c$ и $\delta_т - c = 0{,}003 - 0{,}0015 = 0{,}0015$ м.

Итак, площадь поперечного сечения обечайки при толщине стенки $\delta - \sum c = 0{,}006 - 0{,}0037 = 0{,}0023$ м составит $F'_к = \pi\ (0{,}355 + 0{,}0023)\ 0{,}0023 = 2{,}582\cdot10^{-3}$ м^2. Площадь поперечного сечения труб при толщине стенки трубы 0,0015 м: $F'_т = \pi\ (0{,}02 - 0{,}0015)\ 0{,}0015\cdot128 = 12{,}9685\cdot10^{-3}$ м^2.

Сила взаимодействия между обечайкой и трубами вследствие температурных деформаций $P'_t = [11{,}95\cdot10^{-6}\ (298-293) - 16{,}42\cdot10^{-6}\ (293-293)]/[1/(1{,}99\cdot10^{5}\cdot2{,}582\cdot10^{-3}) + 1/(1{,}235\times 10^{5}\cdot12{,}9685\cdot10^{-3})] = 0{,}02324$ МН.

Сила, растягивающая обечайку и трубы от действия давления в межтрубном пространстве и в камерах, $P' = 0{,}785\ [0{,}355^2\times(1{,}6 - 0{,}4) - 128\ (0{,}02^2\cdot1{,}6 - 0{,}0185^2\cdot0{,}4)] = 0{,}07218$ МН.

Суммарное напряжение растяжения кожуха при минимальной толщине обечайки и труб $\sigma'_к = 0{,}023244/0{,}002582 + 0{,}07218 \times 1{,}99\cdot10^{5}/(1{,}99\cdot10^{5}\cdot2{,}582\cdot10^{-3} + 1{,}235\cdot10^{5}\cdot12{,}97\cdot10^{-3}) = 15{,}79$ МПа $< [\sigma] = 140$ МПа.

Суммарное напряжение сжатия в медных трубах при полномерных толщинах элементов $\sigma_т = P_t/F_т - PE_т/(E_к F_к + E_т F_т) = 52{,}72\cdot10^{-3}/(20{,}5\cdot10^{-3}) - 0{,}06228\cdot1{,}235\cdot10^{5}/(1{,}99\cdot10^{5}\cdot6{,}805 \times 10^{-3} + 1{,}235\cdot10^{5}\cdot20{,}51\cdot10^{-3}) = -1{,}315$ МПа $< [\sigma]_т = 53{,}8$ МПа (см. табл. 4.17). Это второе условие [25] возможности применения жесткого кожуха.

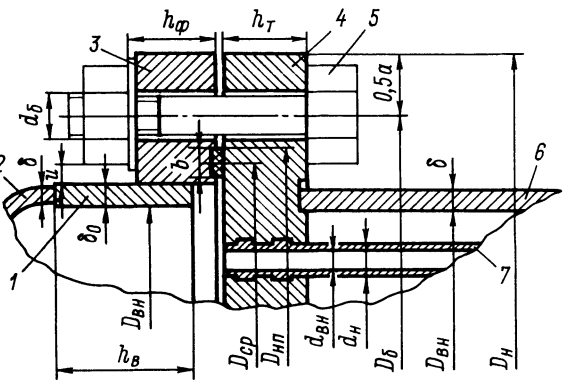


Рис. 4.28. Фланцевое соединение:

1 — втулка фланца; 2 — днище крышки; 3 — плоский приварной фланец крышки; 4 — трубная решетка; 5 — болт; 6 — обечайка; 7 — теплообменная труба

При минимальных толщинах стенок суммарное напряжение сжатия в трубах $\sigma'_т = P'_t/F'_т - P'E_т/(E_к F'_к + E_т F'_т) = 23{,}244 \times \times 10^{-3}/(12{,}97 \cdot 10^{-3}) - 0{,}07218 \cdot 1{,}235 \cdot 10^5/(1{,}99 \cdot 10^5 \cdot 2{,}582 \cdot 10^{-3} + + 1{,}235 \cdot 10^5 \cdot 12{,}9 \cdot 10^{-3}) = -2{,}42$ МПа $< [\sigma]_т = 53{,}8$ МПа. В этом случае второе условие также выполняется.

Должно выполняться также третье условие, а именно: при отсутствии давления в межтрубном и трубном пространствах, но при рабочих температурах стенок обечайки и труб $\sigma''_т = P_t/F_т = 52{,}72 \cdot 10^{-3}/(20{,}51 \cdot 10^{-3}) = 2{,}57$ МПа $< [\sigma]_т/1{,}1 = 80{,}7/1{,}1 = 73{,}4$ МПа, $\sigma''_{т1} = P'_t/F'_т = 23{,}244 \cdot 10^{-3}/(12{,}97 \cdot 10^{-3}) = 1{,}79$ МПа.

И последняя проверка для случая, когда давление в межтрубном пространстве расчетное, а в трубном (камерах) давление атмосферное при минимальных толщинах стенок обечайки и труб. При этом суммарная растягивающая сила $P'' = 0{,}785\,(D^2_{вн} - nd^2_н)\,p_р = 0{,}785\,(0{,}355^2 - 128 \cdot 0{,}02^2)\,1{,}6 = 0{,}094$ МН. Суммарные напряжения $\sigma''_к = P'_t/F'_к + P''E_к/(E_к F'_к + E_т F'_т) = 23{,}244 \times \times 10^{-3}/(2{,}582 \cdot 10^{-3}) + 0{,}094 \cdot 1{,}99 \cdot 10^5/(1{,}99 \cdot 10^5 \cdot 2{,}582 \cdot 10^{-3} + + 1{,}235 \cdot 10^5 \cdot 12{,}97 \cdot 10^{-3}) = 17{,}84$ МПа $< [\sigma] = 140$ МПа.

Таким образом, результаты расчетов показали, что жесткая конструкция кожуха конденсатора с неподвижными трубными решетками оправдана.

4. Расчет фланцевого соединения крышки (днища) с трубной решеткой. Фланец плоский приварной, прокладка из паронита толщиной 3 мм.

1. Установим конструктивные размеры фланца (рис. 4.28). Толщину δ_0 втулки фланца выберем из условия $\delta \leqslant \delta_0 \leqslant 1{,}3\delta$, но $\delta_0 \leqslant \delta + 5$ мм. При $\delta = 6$ мм $\delta_0 = 7{,}5$ мм. Высота втулки фланца [31]

$$h_в > 0{,}5\sqrt{D_{вн}\delta_0} = 0{,}5\sqrt{355 \cdot 7{,}5} = 27 \text{ мм}.$$

Выберем $h_в = 50$ мм. Втулка служит для усиления кромки обечайки в зоне ее соединения с фланцем, так как здесь действует изгибающий момент (см. ниже). Если втулка не применяется, то тогда $\delta_0 = \delta$. Диаметр окружности размещения болтов $D_б =$

Таблица 4.18. **Рекомендуемые диаметры болтов (шпилек) $d_б$, мм, и другие величины**

Внутреннее давление $p_р$, МПа	Диаметр аппарата, мм										Шаг болтов $t_ш$ по окружности диаметром $D_б$
	≤400	500	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	
0—0,3 0,3—0,6	14—16	16	16	18	20	20	20	20	22	24	$(4,2 \div 5)\, d_б$ $(3,8 \div 4,8)\, d_б$
0,6—1	16	16	18	20	20	20	20	22—24	24—30	30	$(3,6 \div 4,2)\, d_б$
1—1,6	16	18	20	20	20	22—24	24—27	24—30	30	30	$(3 \div 3,8)\, d_б$
1,6—2,5	18	20	20	20	24	24—27	27—30	30	30	30	$(2,7 \div 3,5)\, d_б$
2,5—4	20	20	22—24	30	36	36	36	36	42	42	$(2,3 \div 3)\, d_б$
Ширина прокладки b, мм	12	12—15	15	15	15	20	20	25	25	25	—

Таблица 4.19. **Вспомогательные величины для определения размеров фланца**

Вспомогательные величины, мм	Диаметр болта $d_б$, мм								
	16	18	20	22	24	27	30	36	42
e	26	28	30	32	34	37	41	48	55
a	36	38	40	42	47	52	58	60	80

$= D_{вн} + 2\,(d_б + 2\delta_0 + u) = 355 + 2\,(16 + 2 \cdot 7,5 + 4) =$ $= 425$ мм $= 0,425$ м, где $d_б = 16$ мм — номинальный (наружный) диаметр болта (табл. 4.18); $u = 4$ мм — зазор между гайкой и втулкой. Рекомендуется [31] $u = 4 \div 6$ мм для всех размеров болтов.

Наружный диаметр фланца $D_н \geqslant D_б + a = 425 + 36 =$ $= 461$ мм, где $a = 36$ мм (табл. 4.19). Принимаем $D_н = 0,462$ м. Наружный диаметр прокладки $D_{н.п} = D_б - e = 425 - 26 =$ $= 399$ мм $= 0,399$ м, где $e = 26$ мм.

Средний диаметр прокладки $D_{ср} = D_{н.п} - b = 399 - 12 =$ $= 387$ мм $= 0,387$ м, где $b = 12$ мм — ширина уплотняющей прокладки. Согласно рекомендациям табл. 4.18 шаг размещаемых по окружности $D_б$ болтов $t_ш = (3,8 \div 4,8)\, d_б$. Примем $t_ш = 4,2 \cdot 16 =$ $= 67,2$. Количество болтов, необходимое для обеспечения гер-

метичности соединения, $n_б > \pi D_б/t_ш = \pi 425/67{,}2 = 19{,}87$. Принимаем $n_б = 20$ шт. Тогда окончательно шаг болтов $t_ш = \pi 425/20 = 66{,}76$ мм. Толщина фланца [31]

$$h_ф > \lambda_ф \sqrt{D_{вн}\delta_0} = 0{,}44\sqrt{355 \cdot 7{,}5} = 22{,}7 \text{ мм},$$

где $\lambda_ф = 0{,}44$.

Для плоских приварных фланцев рекомендуется $\lambda_ф = 0{,}44 \div 0{,}54$ при $p_р = 0{,}6 \div 1{,}6$ МПа. Принимаем, учитывая (занижение) толщины фланца, $h_ф = 26$ мм. Длина болтов между опорными поверхностями гайки и головки болта с учетом толщины шайбы (2 мм) и прокладки $l_0 = 2(h_ф + 2) = 2(26 + 2) = 56$ мм. Расчетная длина болта $l_б = l_0 + 0{,}28d_0 = 56 + 0{,}28 \cdot 18 = 60{,}8 \approx \approx 0{,}061$ м, где d_0 — диаметр отверстия под болт.

2. Равнодействующая внутреннего давления, отрывающая крышку, $P_z = 0{,}785 D_{ср}^2 p_{р.т} = 0{,}785 \cdot 0{,}387^2 \cdot 0{,}6 = 0{,}07054$ МН.

Сила сжатия прокладки, обеспечивающая герметичность фланцевого соединения (реакция прокладки), $R_п = \pi D_{ср} b m p_{р.т} = \pi 0{,}387 \cdot 0{,}012 \cdot 2{,}5 \cdot 0{,}6 = 0{,}02188$ МН, где $m = 2{,}5$ — коэффициент, зависящий от материала прокладки (см. табл. П.1 приложения); $p_{р.т} = 0{,}6$ — расчетное давление в трубном пространстве.

Усилиями, возникающими от температурных деформаций, пренебрегаем, так как температура соединения близка к температуре его изготовления (примерно 20 °С). Последующий расчет соединения сводится к определению нагрузок (и напряжений) при двух состояниях: рабочих условиях и монтаже (сборке).

Для определения этих нагрузок необходимо найти коэффициент жесткости фланцевого соединения [31, с. 99] для плоских фланцев

$$k_ж = \frac{y_б + 0{,}5y_ф (D_б - D_{вн} - \delta_0)(D_б - D_{ср})}{y_п + y_б + 0{,}5y_ф (D_б - D_{ср})^2},$$

где $y_б$, $y_п$, $y_ф$ — податливость болтов, прокладки и фланцев соответственно; $y_б = l_б/(E_б f_1 n_б) = 0{,}061/(1{,}99 \cdot 10^5 \cdot 1{,}75 \cdot 10^{-4} \times \times 20) = 1{,}275 \cdot 10^{-4}$ м/МН; $E_б = 1{,}99 \cdot 10^5$ МПа — модуль продольной упругости материала болтов (сталь 35); $f_1 = 1{,}75 \cdot 10^{-4}$ м^2 — площадь сечения для болтов диаметром $d_б = 16$ мм (М16).

Податливость неметаллической прокладки (из паронита) толщиной $h_п = 3$ мм $y_п = h_п/(E_п \pi D_{ср} b) = 3 \cdot 10^{-3}/(2000\pi \cdot 0{,}387 \times \times 0{,}012) = 1{,}028 \cdot 10^{-4}$ м/МН, где $E_п = 2000$ МПа — для паронита (см. табл. П.1 приложения) (для металлической прокладки $y_п = 0$). Податливость стального фланца $y_ф = [1 - \nu(1 + 0{,}9\lambda'_ф)]\psi^2/(h_ф^3 E) = [1 - 0{,}445\ (1 + 0{,}9 \cdot 0{,}504)]\ 7{,}7/(0{,}026^3 \times \times 1{,}99 \cdot 10^5) = 0{,}777$ м/МН, где $\lambda'_ф = h_ф/\sqrt{D_{вн}\delta_0} = 26/\sqrt{355 \cdot 7{,}5} = 0{,}504$; $\psi_2 = (D_н + D_{вн})/(D_н - D_{вн}) = (461 + 355)/(461 - 355) = 7{,}7$; $\nu = 1/[1 + 0{,}9\lambda'_ф(1 + \psi_1 h_ф^2/\delta_0^2)] = 1/[1 + 0{,}9 \times \times 0{,}504(1 + 0{,}1452 \cdot 26^2/7{,}5^2)] = 0{,}445$, причем $\psi_1 = 1{,}28 \lg (D_н/D_{вн}) = - 1{,}28 \lg (461/355) = 1{,}28 \cdot 0{,}11346 = 0{,}1452$.

Коэффициент жесткости $k_ж = [1{,}275 \cdot 10^{-4} + 0{,}5 \cdot 0{,}777\ (0{,}425 - 0{,}355 - 0{,}0075)\ (0{,}425 - 0{,}387)]/[1{,}028 \cdot 10^{-4} + 1{,}275 \cdot 10^{-4} + 0{,}5 \cdot 0{,}777\ (0{,}425 - 0{,}387)^2] = 1{,}33$.

Нагрузка на болтовое соединение при сборке, до подачи внутреннего давления (бóльшая из двух): а) $P_{б1} = k_ж P_z + R_п = 1{,}33 \cdot 0{,}07054 + 0{,}02188 = 0{,}1157$ МН или б) $P_{б1} = \pi D_{ср} b q_{пр} = \pi 0{,}387 \cdot 0{,}012 \cdot 20 = 0{,}292$ МН, где $q_{пр} = 20$ МПа. Таким образом, далее ведем расчет по большей нагрузке $P_{б1} = 0{,}292$ МН.

Нагрузка на болтовое соединение в рабочих условиях $P_{б2} = P_{б1} + (1 - k_ж) P_z = 0{,}292 + (1 - 1{,}33)\ 0{,}07054 = 0{,}268$ МН.

Примем, что на крышки конденсатора не действуют внешние нагрузки, например силы и моменты от присоединенных трубопроводов. Однако и в этом случае во фланце возникает изгибающий момент от действия пары сил с плечом $0{,}5\ (D_б - D_{ср})$.

Значение приведенного изгибающего момента [31] определяют по формулам: а) $M_0 = 0{,}5\ (D_б - D_{ср})\ P_{б1} = 0{,}5\ (0{,}425 - 0{,}387)\ 0{,}292 = 0{,}0055$ МН·м и б) $M_0 = 0{,}5\ [(D_б - D_{ср})\ P_{б2} + (D_{ср} - D_{вн} - \delta_0)\ P_z]\ [\sigma]_{20}/[\sigma]_t = 0{,}5\ [(0{,}425 - 0{,}387) \times 0{,}268 + (0{,}387 - 0{,}355 - 0{,}0075)\ 0{,}0705]\ 1 = 0{,}0068$ МН·м, где $[\sigma]_{20}/[\sigma]_t = 1$ ввиду близких значений температур монтажа и рабочей. Следовательно, изгибающий момент $M_0 = 0{,}0068$ МН·м.

Проверка прочности и герметичности соединения. Условие прочности болтов. 1) при сборке фланцевого соединения: $P_{б1}/(n_б f_1) \leqslant [\sigma]_{б20}$; $0{,}292/(20 \cdot 1{,}41 \cdot 10^{-4}) = 103{,}5 \leqslant [\sigma]_{б20} = 130$ МПа, где минимальное сечение болта М16 $= 1{,}41 \cdot 10^{-4}$ м^2; 2) в рабочем состоянии $P_{б2}/(n_б f_1) \leqslant [\sigma]_t$; $0{,}268/(20 \cdot 1{,}41 \cdot 10^{-4}) = 95 < 130$ МПа. Условие прочности прокладки при $P_{б\ max}$: $P_{б1}/(\pi D_{ср} b) \leqslant [q]_{пр}$; $0{,}292/(\pi 0{,}387 \cdot 0{,}012) \approx 20 < [q]_{пр}$.

Окружное напряжение в кольце фланца $\sigma_к = M_0 [1 - \nu (1 + 0{,}9\lambda'_ф)]\ \psi_2/(D_{вн} h_ф^2) = 0{,}68 \cdot 10^{-2}\ [1 - 0{,}445\ (1 + 0{,}9 \cdot 0{,}504)] \times 7{,}7/(0{,}355 \cdot 0{,}026^2) = 113{,}3$ МПа $< [\sigma]_{20} = 140$ МПа.

Условие герметичности фланцевого соединения. Угол поворота фланца $\theta_ф = (\sigma_к/E)\ (D_{вн}/h_ф) \leqslant [\theta]_ф$; $\theta_ф = [113{,}3/(1{,}99 \times 10^5)]\ (355/26) = 0{,}0078$ рад $< [\theta]_ф = 0{,}013$ рад для плоских фланцев.

5. Расчет трубной решетки. Трубную решетку изготовляют из толстолистовой стали марки ВСт3. В отверстиях трубной решетки закреплены развальцовкой 128 медных труб.

Толщину трубной решетки выбираем конструктивно с последующими проверками (см. ниже). Исходя из условия размещения в отверстиях под трубы минимум двух кольцевых канавок шириной $\delta_т + 1$ мм и при расстояниях канавок от поверхности решетки и таком же промежутке между канавками, равных по $1{,}5\delta_т$, получим минимальную конструктивно необходимую толщину трубной решетки $h \geqslant 3 \cdot 1{,}5\delta_т + (\delta_т + 1)\ 2 = 3 \cdot 1{,}5 \cdot 3 + (3 + 1)\ 2 = 21{,}5$. Кроме того, внешний обод трубной решетки образует ответный фланец с фланцем крышки, и, следовательно,

на него действуют такие же (по абсолютной величине) обобщенные силы, как и на фланец крышки. Помимо этого сказывается влияние сил взаимодействия трубной решетки и труб. Толщины фланцев необходимо иметь одинаковыми или близкими. Выбираем толщину трубной решетки $h_т = 25$ мм.

Трубную решетку можно рассматривать как круглую пластинку, на которую действует сила $P = 0{,}06228$ МН (см. п. 2). Условная равномерно распределенная нагрузка, действующая на всю поверхность пластинки, составит $q = P/(0{,}785D_{вн}^2) = 0{,}06228/(0{,}785 \cdot 0{,}355^2) = 0{,}6295$ МПа.

При значительной жесткости узла сварки обечайки и трубной решетки можно рассматривать ее как пластинку, защемленную по контуру.

В этом случае максимальное напряжение [4], возникающее на контуре пластинки, $(\sigma_r)_{max} = 3qr^2/(4\varphi_0 h_т^2) = 3{,}0 \cdot 0{,}6295 \times \times 0{,}1775^2/(0{,}6 \cdot 4 \cdot 0{,}025^2) = 39{,}2$ МПа $< [\sigma] = 140$ МПа. Напряжение в центре пластинки $\sigma_r \approx 3(1 + \mu)\, qr^2/(8\varphi_0 h_т^2) = 3(1 + + 0{,}3)\, 0{,}6295 \cdot 0{,}1775/(8 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}025^2) = 25{,}8$ МПа, где $\mu = 0{,}3$ — коэффициент Пуассона; $\varphi_0 = (0{,}355 - 7 \cdot 0{,}02)/0{,}355 = 0{,}6$ — коэффициент ослабления пластинки при числе отверстий на радиусе, равном 7, диаметром 20 мм. При этом максимальный прогиб будет в центре пластинки: $\Delta_{max} \approx qr^4/(64D_0\varphi_0^2) = 0.6295 \times \times 0{,}1775^4/(64 \cdot 0{,}2847 \cdot 0{,}6^2) = 0{,}95 \cdot 10^{-4}$ м $= 0{,}095$ мм, где $r = = 0{,}5D_{вн} = 0{,}1775$ м. Цилиндрическая жесткость пластинки $D_0 = Eh_т^3/[12\,(1 - \mu^2)] = 1{,}99 \cdot 10^5 \cdot 2{,}5^3 \cdot 10^{-6}/[12\,(1 - 0{,}3^2)] = = 0{,}2847$ МН·м.

Если предположить, что пластинка свободно оперта по контуру (что не соответствует истинному положению), то максимальные напряжения будут в центре пластинки: $(\sigma_r)_{max} \approx 3(3 + + \mu)\, qr^2/(8\varphi_0 h_т^2) = 3 \cdot 3{,}3 \cdot 0{,}6295 \cdot 0{,}1775^2/(8 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}025^2) = 65{,}4$ МПа. Бóльшим будет и максимальный прогиб в центре пластинки. Сопоставление полученных значений напряжений указывает на полезность конструирования жесткого узла соединения трубной решетки и кожуха, в частности, переходных колец (дет. 1 на рис. 4.28).

В приведенных расчетах не учитывается влияние труб. Оно достаточно сложное даже для условий рассматриваемого примера, поскольку отклонение срединной плоскости трубной решетки от ее первоначальной (плоской) формы не совпадает с тепловой деформацией для части труб пучка. Учет их взаимодействия выходит за рамки темы настоящего пособия.

Следует произвести проверку труб на продольный изгиб. Определим гибкость теплообменной трубы: $\lambda = l_1/r_и = = 1{,}33/0{,}0061 = 218$, где $l_1 = 1{,}33$ м — расстояние до перегородки; $r_и$ — радиус инерции трубы:

$$r_и = 0{,}25\sqrt{d_н^2 + d_{вн}^2} = 0{,}25\sqrt{0{,}02^2 + 0{,}014^2} = 0{,}0061 \text{ м}.$$

Условие устойчивости трубы при осевом сжатии [25] $p_{рт}$ $(D_{вн}^2 - nd_{вн}^2)/[n(d_н^2 - d_{вн}^2)] = 0{,}6\,(0{,}355^2 - 128 \cdot 0{,}014^2)/[128\,(0{,}02^2 - 0{,}014^2)] = 2{,}32$ МПа $\leqslant \sigma_{кр}/n_у = 17{,}1$ МПа, где по формуле Эйлера $\sigma_{кр} = \pi^2 E_м/\lambda^2 = \pi^2 \cdot 1{,}235 \cdot 10^5/218^2 = 25{,}65$ МПа; коэффициент устойчивости $n_у = 1{,}5$. Расчет подкреплений патрубков и горловин рассматривается в рекомендованной литературе [4, 25, 31, 39].

Пример 2. Расчет на прочность горизонтального кожухотрубного испарителя водоохлаждающей холодильной машины с кипением рабочего вещества внутри труб (рис. 4.29).

Исходные данные

Внутренний диаметр кожуха обечайки $D_{вн}$, м	0,213
Длина обечайки $l_з$, м	1,92
Число ходов z	2
» труб n	58
Диаметр трубы медной с внутренним оребрением $d_н$, м	0,02
Рабочее вещество	*R*22
Давление в трубном пространстве, МПа:	
рабочее (при температуре кипения $T_0 = 278$ К) p_0	0,58
расчетное $p_р$	2,16
Давление в межтрубном пространстве, МПа:	
рабочее $p_в$	0,4
расчетное $p_м$	0,98

Материал обечайки, трубных решеток, фланцев, днищ — Ст3сп, теплообменных труб — М3 с алюминиевым сердечником. Стороной высокого давления в испарителе являются трубное пространство и пространство под крышками аппарата. Из условия лучшего распределения парожидкостной смеси *R*22 по рядам труб днища выполнены плоскими. Отверстия штуцеров и входных патрубков в крышках аппаратов малых и средних диаметров целесообразно укреплять за счет конструктивных размеров: толщины днища, размещения отверстий, размеров штуцеров. Прочность обечайки, днища и трубной решетки испарителя рассчитывают по методике, изложенной в примере 1, а также в ОСТ 26-1185—81.

Расчет обечайки. Обечайку изготовляют из трубы диаметром $D_{вн} = 0{,}213$ м, $\delta_к = 0{,}003$ м. Расчетная температура обечайки $t_р = 12$ °С. Нормативное допускаемое напряжение для материала обечайки $\sigma^* = 140$ МПа (см. табл. 4.17).

Допускаемое напряжение для рабочего состояния материала обечайки $[\sigma] = \eta_з \eta \sigma^* = 1 \cdot 1 \cdot 140$ МПа.

Допускаемое напряжение при гидравлических испытаниях $[\sigma] = \sigma_{T20}/1{,}1 = 210/1{,}1 = 191$ МПа. Испытательное давление $p_м = 0{,}98$ МПа.

Исполнительная толщина обечайки $\delta' = \delta_р + c = p_м D_{вн}/(2\varphi\,[\sigma] - p_м) + c = 0{,}98 \cdot 213/(2 \cdot 1 \cdot 140 - 0{,}98) + 1 = 1{,}75$ мм, где $c = 1$ мм — прибавка к расчетной толщине стенки на коррозию.

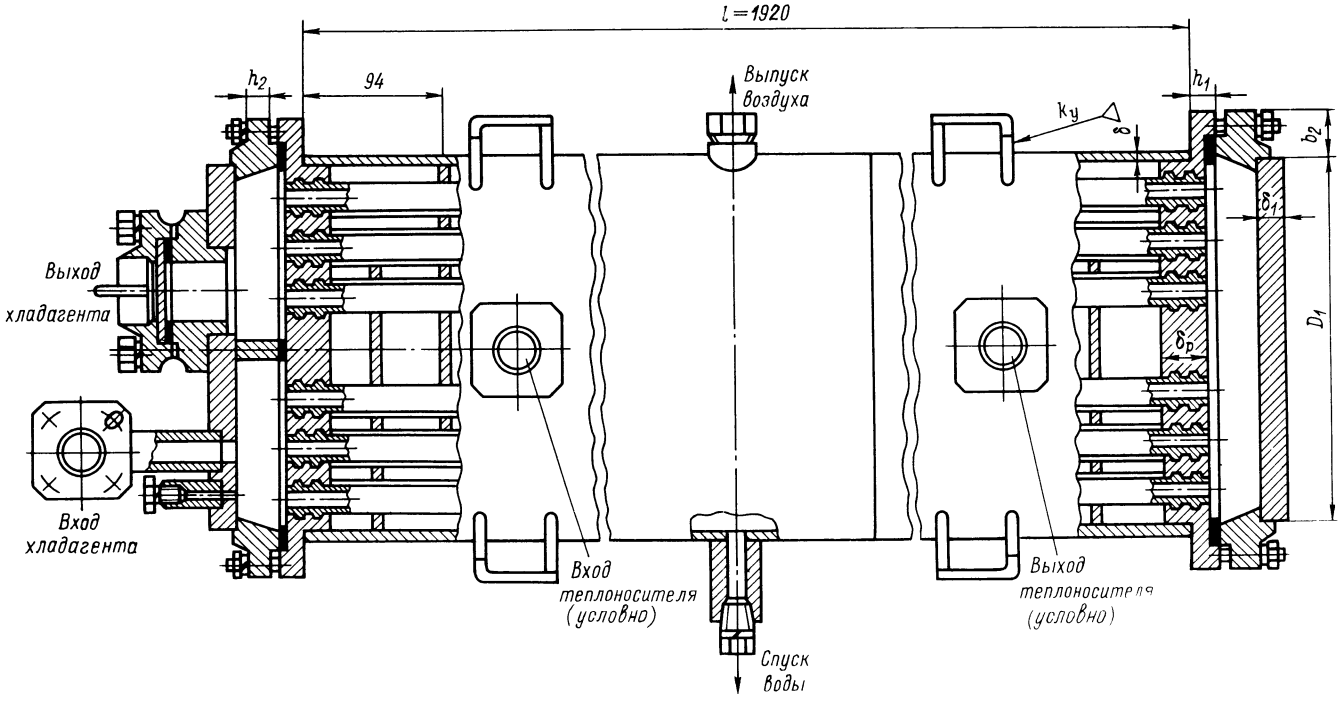


Рис. 4.29. Кожухотрубный испаритель с кипением внутри труб

Допускаемое давление в рабочем состоянии $[p]_д = 2\varphi\,[\sigma] \times \times (\delta - c)/(D_{вн} + \delta - c) = 2 \cdot 1 \cdot 140\ (3 - 1)/(213 + 3 - 1) = 2{,}61 > p_м = 0{,}98$ МПа.

Допускаемое давление при гидравлическом испытании $[p]_и = 2\varphi\,[\sigma]_и\,(\delta - c)/(D_{вн} + \delta - c) = 2 \cdot 1 \cdot 191\ (3 - 1)/(213 + 3 - 1) = 3{,}6$ МПа $> p_{пр} = 1{,}3$ МПа (см. табл. 4.16). Условие применимости формул: $(\delta - c)/D_{вн} = (3 - 1)/213 = 0{,}009 \leqslant 0{,}1$.

Расчет днища. В днище имеются отверстия для патрубков входа и выхода хладагента (см. рис. 4.29). Из условий укрепления отверстий под патрубки принимаем толщину стенки днища $\delta_1 = 10$ мм. Диаметр днища $D_1 = 213$ мм. Второе глухое плоское днище изготавливают по технологическим причинам также толщиной 10 мм.

Расчетная температура днища $t_{p1} = 4$ °С. Допускаемое напряжение для материала днища $[\sigma_1] = [\sigma] = 140$ МПа. Коэффициент прочности сварного шва $\varphi_1 = \varphi = 1$. Прибавка к расчетной толщине стенки днища на коррозию $c_1 = c = 1$ мм.

Расчетная толщина стенки днища $\delta_1' = p_p D_1/(2\varphi_1\,[\sigma_1] - 0{,}5p_p) + c_1 = 2{,}16 \cdot 213/(2 \cdot 1 \cdot 140 - 0{,}5 \cdot 2{,}16) + 1 = 2{,}27$ мм.

Допускаемое давление в рабочем состоянии $[p_1]_д = 2\varphi_1 \times \times [\sigma_1]\ (\delta_1 - c_1)/[D_1 + 0{,}5\ (\delta_1 - c_1)] = 2 \cdot 1 \cdot 140\ (10 - 1)/[213 + 0{,}5\ (10 - 1)] = 11{,}6$ МПа $> p_p = 2{,}16$ МПа.

Условие применимости формул: $(\delta_1 - c_1)/D_1 = (10 - 1)/213 = 0{,}04 < 0{,}1$.

Определим наибольший допускаемый диаметр отверстий в днище, не требующий проверки укрепления:

$$[d_{отв}] = 2\,\{[(\delta_1 - c_1)/\delta_1 - 0{,}875]\sqrt{D_1(\delta_1 - c_1)} - c_1\} =$$

$$= 2\,\{[(10 - 1)/2{,}27 - 0{,}875]\sqrt{213(10 - 1)} - 1\} = 269 \text{ мм}.$$

С учетом $[d_{отв}]$ дальнейший расчет укрепления отверстий не требуется.

Расчет трубной решетки. Расчет проводим по упрощенной методике, регламентируемой ОСТ 26-1185—81 для элементов теплообменных аппаратов, предназначенных для работы под давлением не более 6,4 МПа при разности температур труб и кожуха не более 40 °С и эффективном коэффициенте концентрации напряжений в местах крепления решетки к фланцу или кожуху $k_\sigma \leqslant \leqslant 1{,}7$.

Толщина трубной решетки выбирается конструктивно и должна обеспечивать возможность крепления труб в решетке. Если решетка выполнена заодно с фланцем, ее толщина должна быть не менее толщины ответного фланца.

Упрощенный расчет применим при отсутствии дополнительных требований к жесткости решетки, при $(a - a_1)/\delta_p \leqslant (0{,}1065 - 0{,}086)/0{,}025 = 0{,}82 < 3$, где $a = D_{вн}/2 = 0{,}213/2 = 0{,}1065$ м — внутренний радиус кожуха обечайки; $a_1 = 0{,}086$ — расстояние

от оси кожуха обечайки до оси наиболее удаленной трубы; $\delta_р$ = = 0,025 м — принятая толщина трубной решетки.

Определим основные и вспомогательные параметры трубной решетки и связанных с ней элементов теплообменного аппарата. Относительная характеристика беструбного края $m_п = a/a_1$ = = 106,5/86 = 1,24.

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку:

$$\eta_н = 1 - nd_н^2/(4a_1^2) = 1 - 58 \cdot 0{,}02^2/(4 \cdot 0{,}086^2) = 0{,}22;$$

$$\eta_т = 1 - n(d_н - 2\delta_т)^2/(4a_1^2) =$$

$$= 1 - 58(0{,}02 - 2 \cdot 0{,}001)^2/(4 \cdot 0{,}086^2) = 0{,}37,$$

где $\delta_т$ = 0,001 м — толщина стенки трубы.

Коэффициент ослабления трубной решетки $\varphi_р = 1 - d_0/t_р$ = = 1 — 0,0205/0,0225 = 0,089, где d_0 = 0,0205 м — диаметр отверстий в решетке; $t_р$ = 0,0225 м — шаг расположения отверстий в решетке.

Значения коэффициента жесткости перфорированной плиты ψ_0 в зависимости от $\eta_т$ представлены ниже.

$\eta_т$	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
ψ_0	0,09	0,12	0,15	0,20	0,25	0,30	0,37	0,44	0,51	0,59	0,68

Модуль упругости основания, характеризующий жесткость системы труб, $k_у = E_м(\eta_т - \eta_п)/l$ = 1,235·10⁵ (0,37 — 0,22)/0,96 = = 19 375 МН/м³, где l = 0,96 м — половина длины трубы.

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха обечайки $\rho = k_у a_1 l/(E_к \delta_к)$ = 19 375·0,086·0,96/(1,99·10⁵·0,003) = = 2,68.

Приведенное давление $p_0 = [\alpha_к(t_к - t_0) - \alpha_т(t_т - t_0)]\, k_у l$ + + $[\eta_т - 1 + m_{ср} + m_п(m_п + 0{,}5\rho k_q)]\, p_р - [\eta_н - 1 + m_{ср}$ + + $m_п(m_п + 0{,}3\rho k_р)]\, p_н$ = [11·10⁻⁶ (9 — 20) — 16,7·10⁻⁶ (7 — — 20)] 19 375·0,96 + [0,37 — 1 + 0,42 + 1,24 (1,24 + 0,5·2,68× ×1)] 2,16 — [0,22 — 1 + 0,42 + 1,24 (1,24 + 0,3·2,68·1)] × ×0,98 = 6,12 МПа, где $\alpha_к$ = 11·10⁻⁶ 1/°С и $\alpha_т$ = 16,7·10⁻⁶ 1/°С — коэффициенты линейного расширения материалов кожуха обечайки и труб соответственно; $t_к$ = 9 °С, $t_т$ = 7 °С и t_0 = 20 °С — средние температуры стенки кожуха, стенок труб и температура сборки аппарата; k_q, $k_р$ — коэффициенты жесткости системы трубы — кожух (для рассматриваемого в примере испарителя с неподвижными трубными решетками k_q = 1 и $k_р$ = 1); вспомогательная величина $m_{ср} = 0{,}15n(d_н - \delta_т)^2/a_1^2$ = 0,15·58 (0,02 — — 0,001)²/0,086² = 0,42.

Толщина трубной решетки при выполнении конструктивных и технологических требований, изложенных выше, должна быть

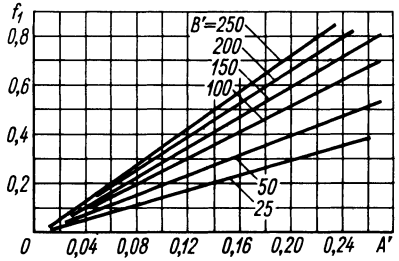


Рис. 4.30. График $f_1 = f(A', B')$

не менее $\delta_{p\,min} = f_1\delta_к/(\eta_т - \eta_н) + c$, где коэффициент $f_1 = f(A', B')$ определяем по графику, приведенному на рис. 4.30. Вспомогательные величины A' и B' находим по формулам $B' = \psi_0 l/\delta_к = 0{,}102 \cdot 0{,}96/0{,}003 = 32{,}64$; $A' = p_0/(2\,[\sigma_a]\,k_q\varphi_p)$, где $[\sigma_a]$ — допускаемое напряжение при циклических нагрузках.

В рассматриваемом примере нагрузку при расчете на прочность условно можно считать однократной. При этом $[\sigma_a] = [\sigma] = 140$ МПа, $A' = 6{,}12/(2 \cdot 140 \cdot 1 \cdot 0{,}089) = 0{,}25$; коэффициент $f_1 = 0{,}38$. Минимальная толщина трубной решетки $\sigma_{p\,min} \geqslant 0{,}38 \cdot 3/(0{,}37 - 0{,}22) + 1 = 8{,}6$ мм.

Осевое усилие в кожухе $F = \pi a^2\,[p_p - p_0/(1 + \rho k_q)] = 3{,}14 \cdot 0{,}106^2\,[2{,}16 - 6{,}12/(1 + 2{,}68 \cdot 1) = 0{,}017$ МН/м. При отрицательных значениях F необходим расчет на устойчивость по ГОСТ 14249—80. Осевая сила в трубе $N_т = \pi a_1^2\,[(\eta_м p_м - \eta_т p_p) + f_2 p_0]/n = 3{,}14 \cdot 0{,}086^2\,[(0{,}22 \cdot 0{,}98 - 0{,}37 \cdot 2{,}16) + 0{,}48 \cdot 6{,}12]/58 = 0{,}94 \cdot 10^{-3}$ МН, где коэффициент

$$f_2 = \sqrt[4]{z}/(\sqrt[4]{z} + k_q) = \sqrt[4]{68}/(\sqrt[4]{68} + 1) = 0{,}48;$$

$$z = 43{,}7\,[\delta_к/\delta_p(\eta_т + \eta_н)]^3/B' = 43{,}7\,[3/25\,(0{,}37 - 0{,}22)]^3/32{,}64 = 0{,}68.$$

Проверку прочности труб и прочности крепления труб в решетке проводим по выполнению условий прочности. Условие прочности труб $|N_т|/[\pi\,(d_н - \delta_т)\,\delta_т] = 0{,}94 \cdot 10^{-3}/[3{,}14\,(0{,}02 - 0{,}001)\,0{,}001] = 15{,}76$ МПа $< [\sigma_т] = 53{,}8$ МПа. Трубы проверяют на устойчивость при отрицательных значениях $N_т$.

Условие прочности крепления труб в решетке $[N_{тр}] = d_н l_в\,[q] = 0{,}02 \cdot 0{,}025 \cdot 29{,}4 = 0{,}015$ МН $> N_{тр} = 0{,}94 \cdot 10^{-3}$ МН, где $[N_{тр}]$ — допускаемые нагрузки на соединение трубы с решеткой для случая развальцовки; $l_в = \delta_p$ — глубина завальцовки труб в решетке, м; $[q] = 29{,}4$ МПа — допускаемая нагрузка на единицу условной поверхности соединения трубы с решеткой для труб, завальцованных в пазы.

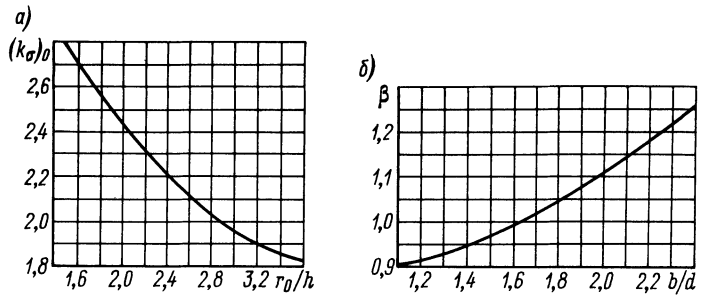


Рис. П.1. Концентрация напряжений в галтеле сплошного коленчатого вала при изгибе в плоскости колена: *а* — коэффициент $(k_\sigma)_0$ при $b/d = 1{,}6$; *б* — поправочный коэффициент β при $b/d = 1{,}6$

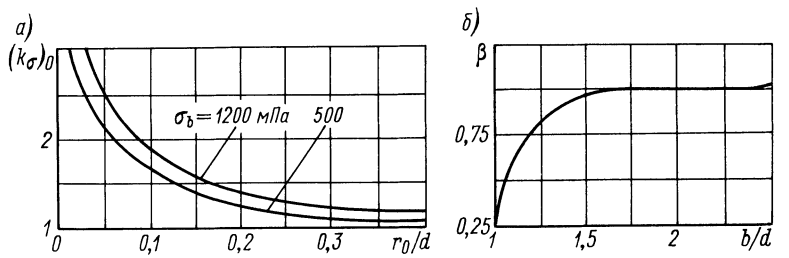


Рис. П.2. Концентрация напряжений в галтеле сплошного коленчатого вала при изгибе в плоскости, перпендикулярной к плоскости колена $k_\sigma = [(k_\sigma)_0 - 1]\,\beta + 1$: *а* — коэффициент $(k_\sigma)_0 = k_\sigma$ при $b/d = 2$; *б* — поправочный коэффициент β при $b/d < 2{,}5$

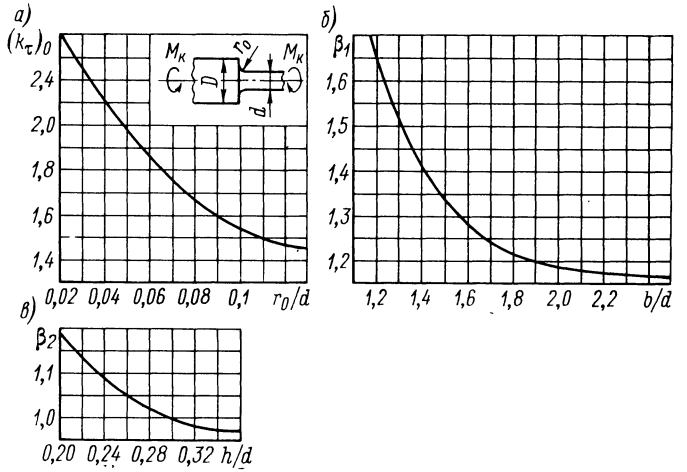


Рис. П.3. Концентрация касательных напряжений в галтеле сплошного коленчатого вала при кручении $k_\tau = (k_\tau)_0\beta_1\beta_2$: $(k_\tau)_0 = k_\tau$ при $D/d = 2$; *б* — поправочный коэффициент β_1, учитывающий b/d; *в* — поправочный коэффициент β_2, учитывающий h/d

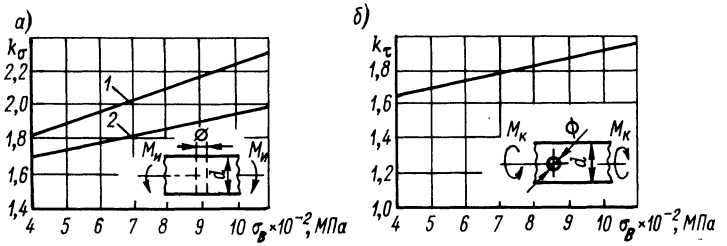


Рис. П.4. Концентрация напряжений вокруг отверстия; *а* — при изгибе; *б* — при кручении

Стали: *1* — углеродистые; *2* — легированные

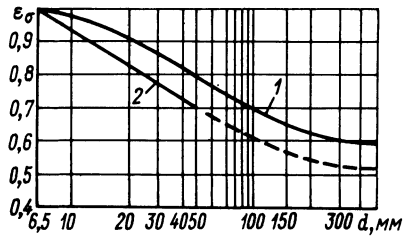


Рис. П.5. Коэффициент влияния абсолютных размеров ε_σ

Стали: *1* — углеродистые; *2* — легированные

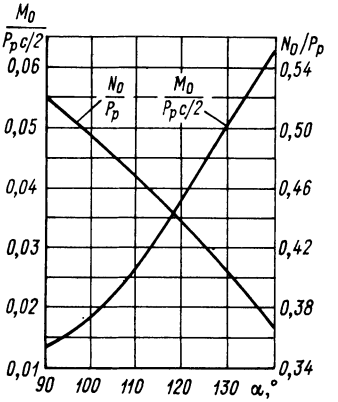


Рис. П.6. Зависимость силовых факторов от угла заделки α для среднего сечения крышки кривошипной головки шатуна

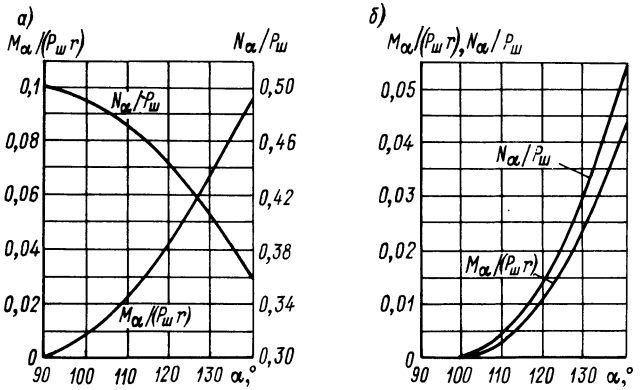


Рис. П.7. Зависимость силовых факторов от угла заделки α для сечения заделки при нагружении поршневой головки шатуна растягивающей (*а*) и сжимающей (*б*) силой

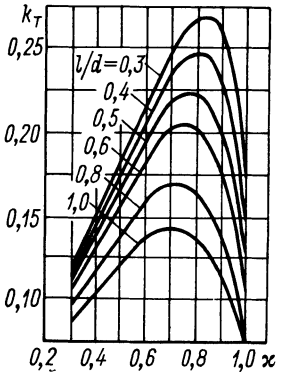


Рис. П.8. Коэффициент расхода $k_т = f(l/d, \varkappa)$

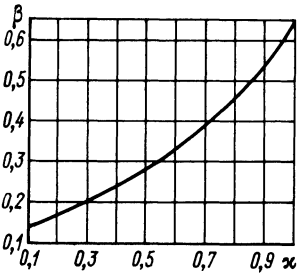


Рис. П.9. Коэффициент $\beta = f(\varkappa)$

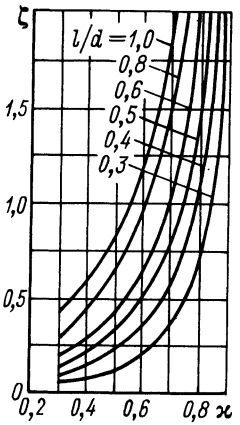


Рис. П.10. Коэффициент нагруженности ζ

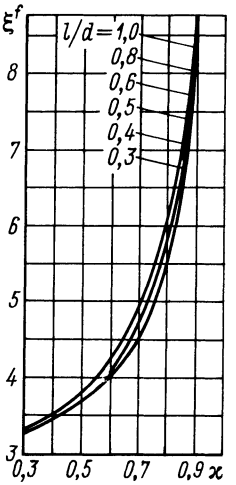


Рис. П.11. Коэффициент ξ^f

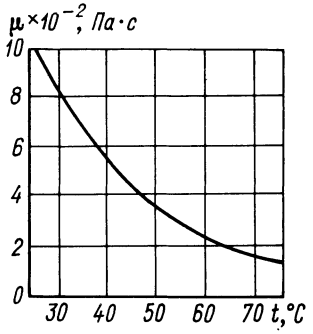


Рис. П.12. Динамическая вязкость масла ХС-40 в зависимости от температуры

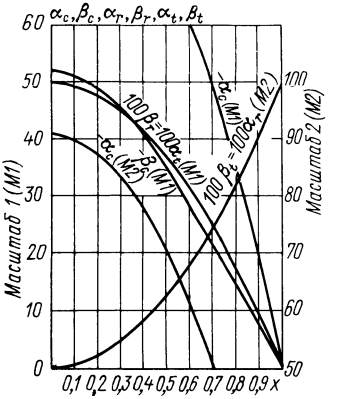


Рис. П.13. Коэффициенты α и β для дисков постоянной толщины (в скобках приведены номера масштаба М1, М2)

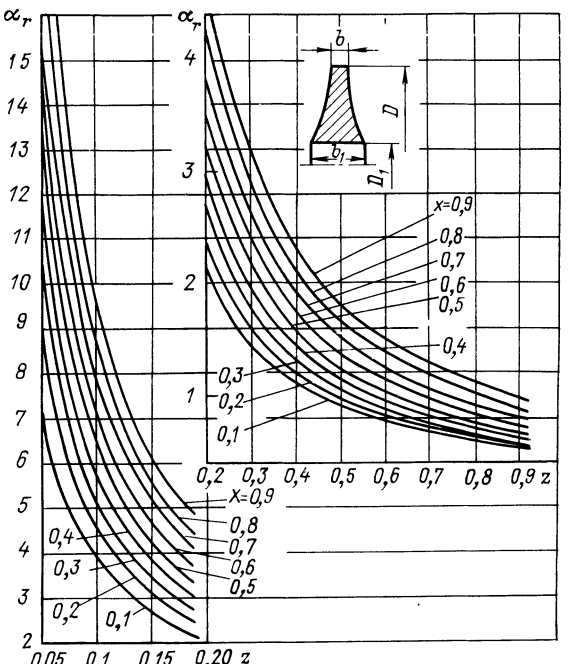


Рис. П.14. Коэффициент α_r для гиперболических дисков: $x = D_1/D$; $z = b/b_1$

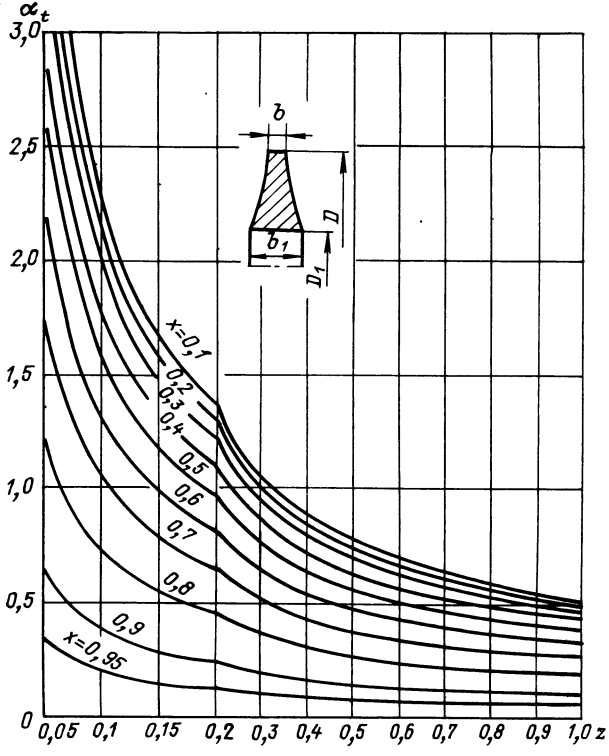


Рис. П.15. Коэффициент α_t для гиперболических дисков: $x = D_1/D$; $z = b/b_1$

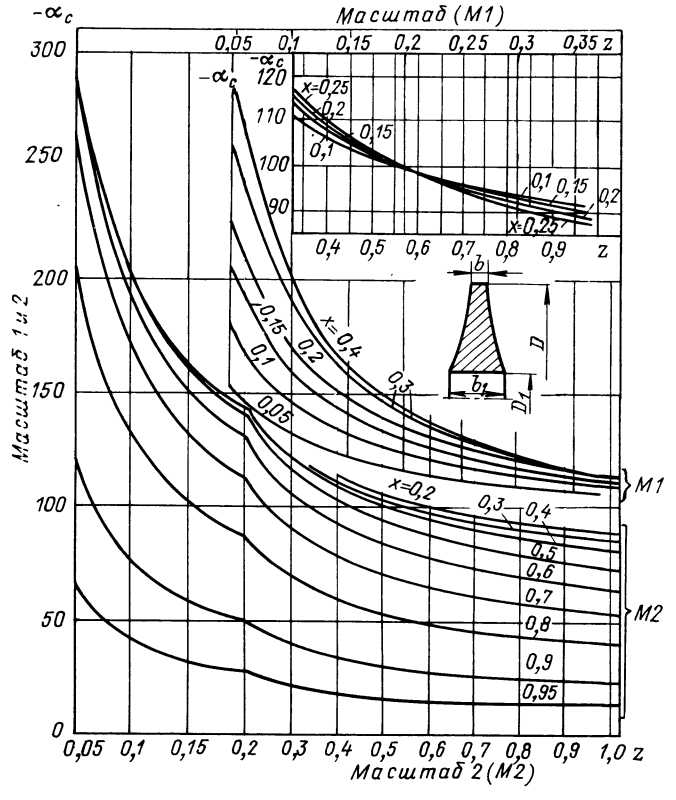


Рис. П.16. Коэффициент α_c для гиперболических дисков: $x = D_1/D$; $z = b/b_1$

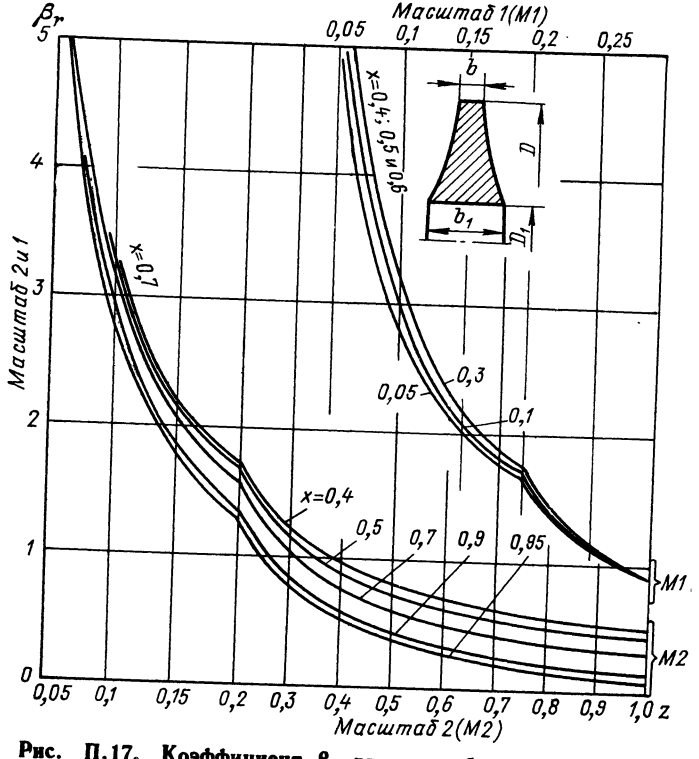


Рис. П.17. Коэффициент β_r для гиперболических дисков: $x = D_1/D$; $z = b/b_1$

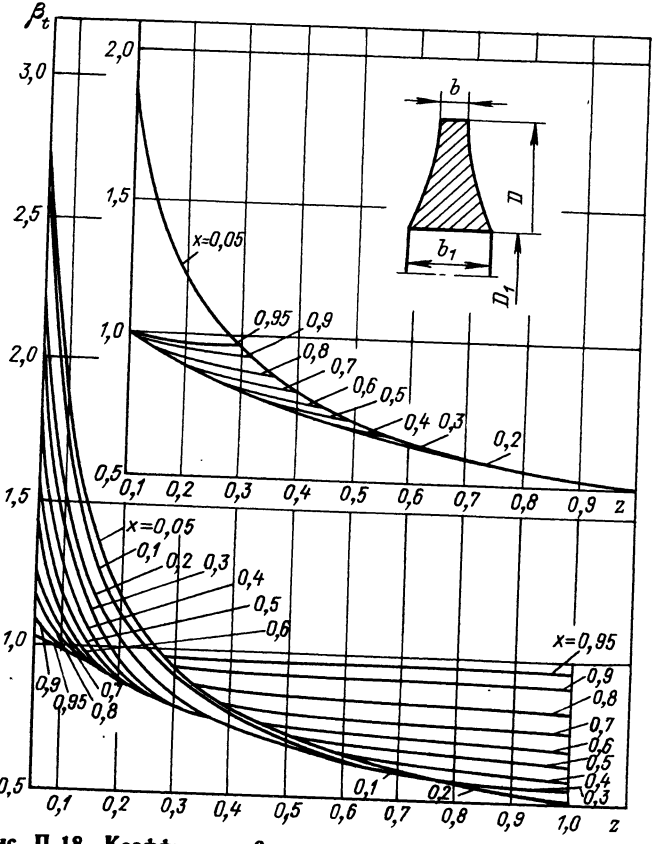


Рис. П.18. Коэффициент β_t для гиперболических дисков: $x = D_1/D$; $z = b/b_1$

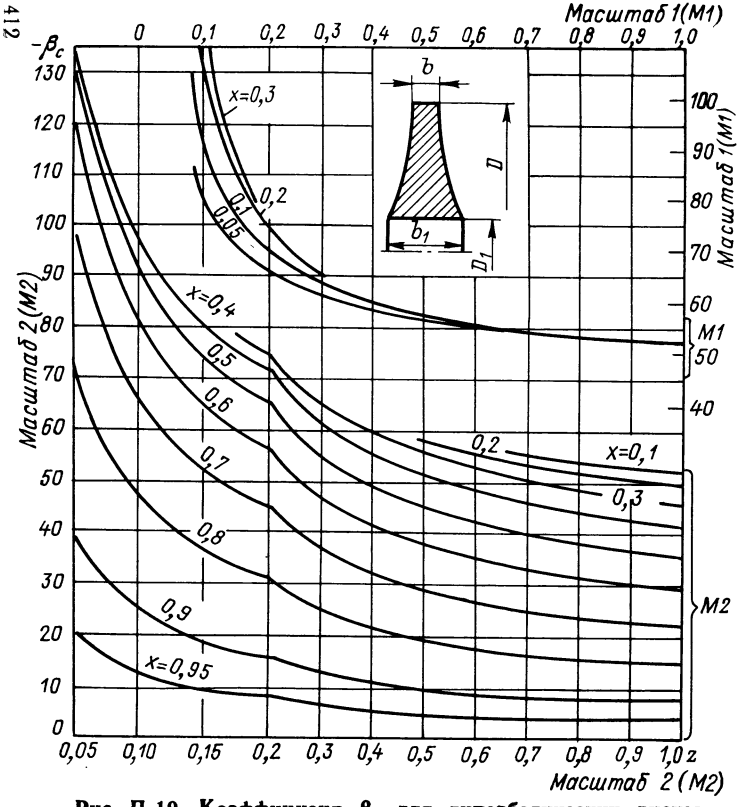


Рис. П.19. Коэффициент β_c для гиперболических дисков

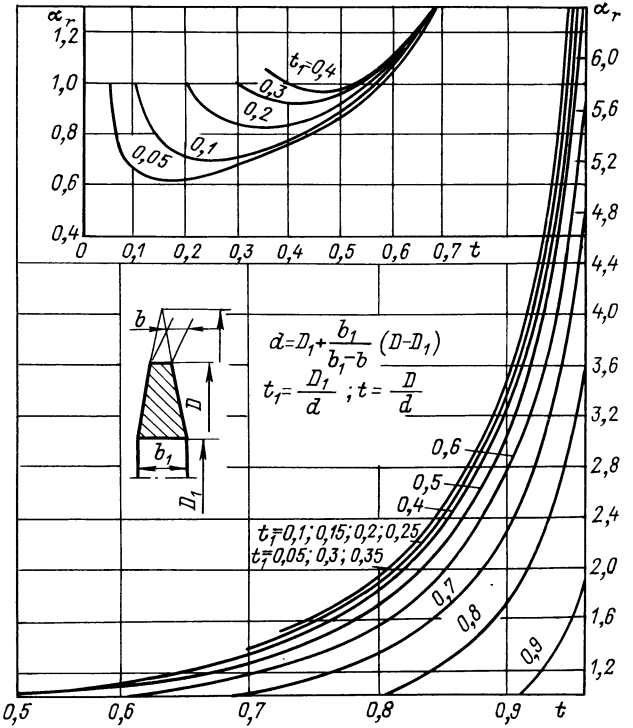


Рис. П.20. Коэффициент α_r для конических дисков

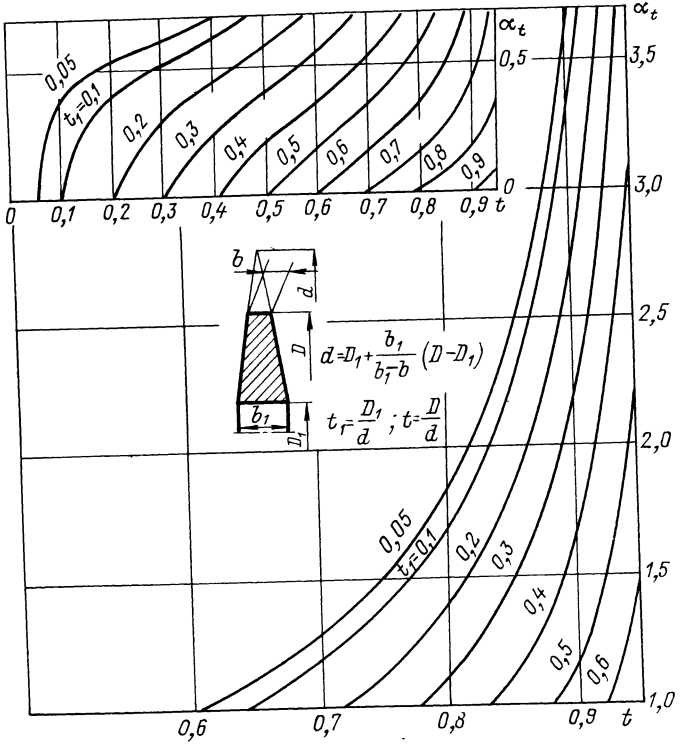


Рис. П.21. Коэффициент α_t для конических дисков

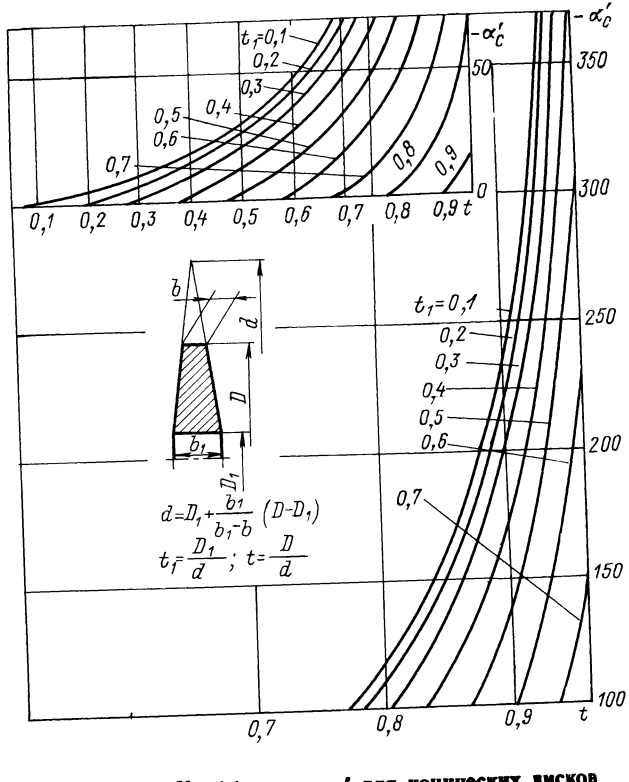


Рис. П.22. Коэффициент α'_c для конических дисков

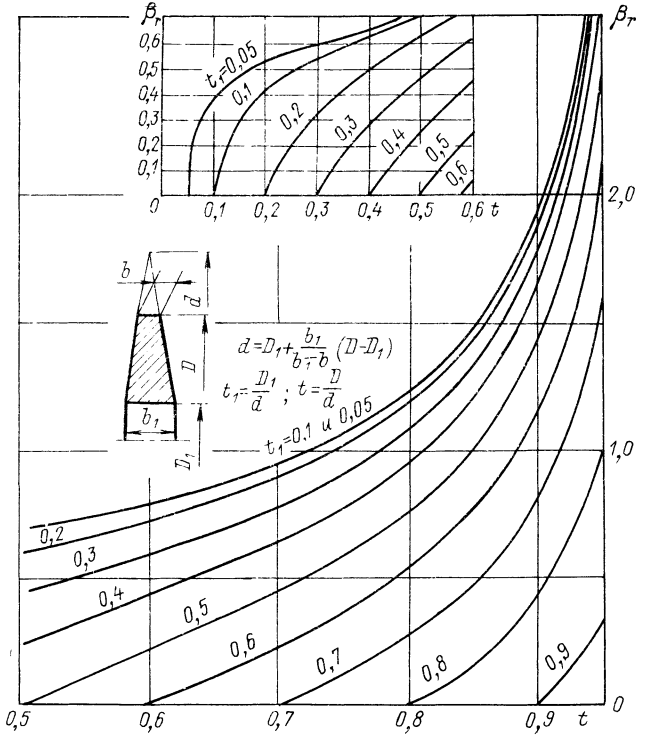


Рис. П.23. Коэффициент β_r для конических дисков

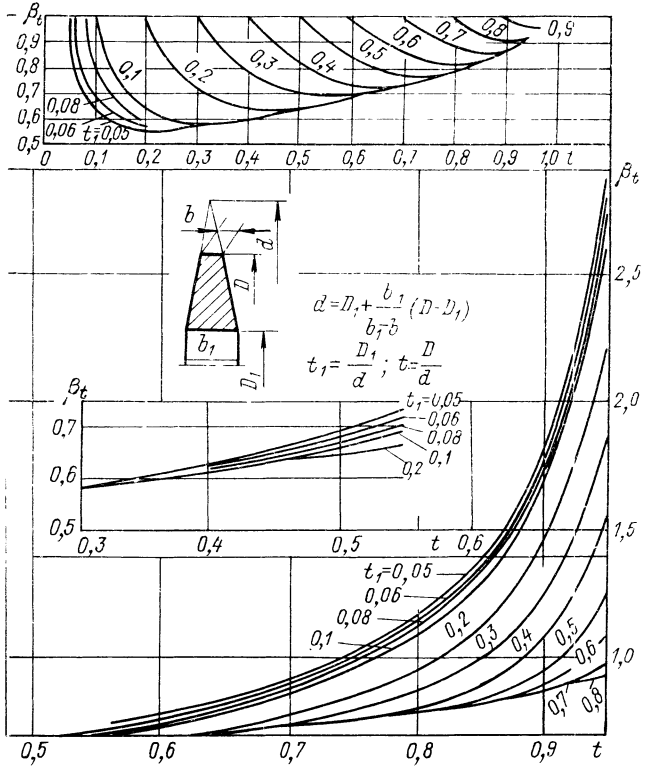


Рис. П.24. Коэффициент β_t для конических дисков

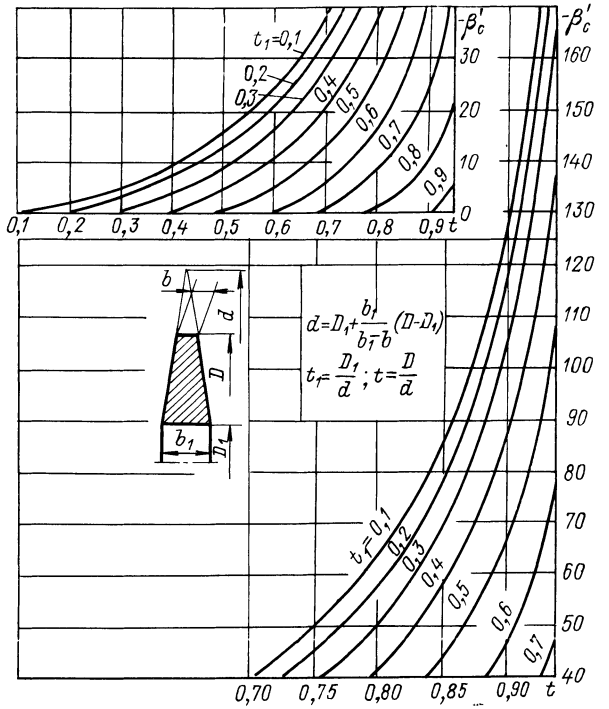


Рис. П.25. Коэффициент β'_c для конических дисков

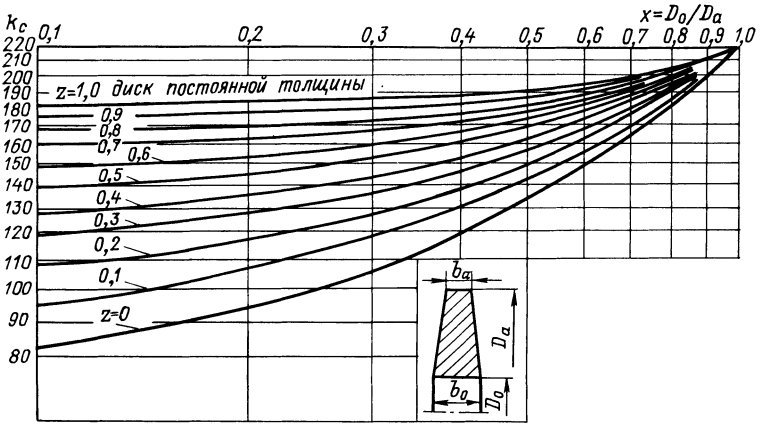


Рис. П.26. Коэффициент k_c для конических дисков. Максимальные тангенциальные напряжения σ_{t0} (на диаметре D_0) при $\sigma_{r0} = \sigma_{ra} = 0$; $\sigma_{t0} = k_c (D_a n/10^6)^2$, где D_a — наружный диаметр, мм; n — частота вращения, об/мин; k_c находится из графика по $x = D_0/D_a$ и $z = b_0/b_a$

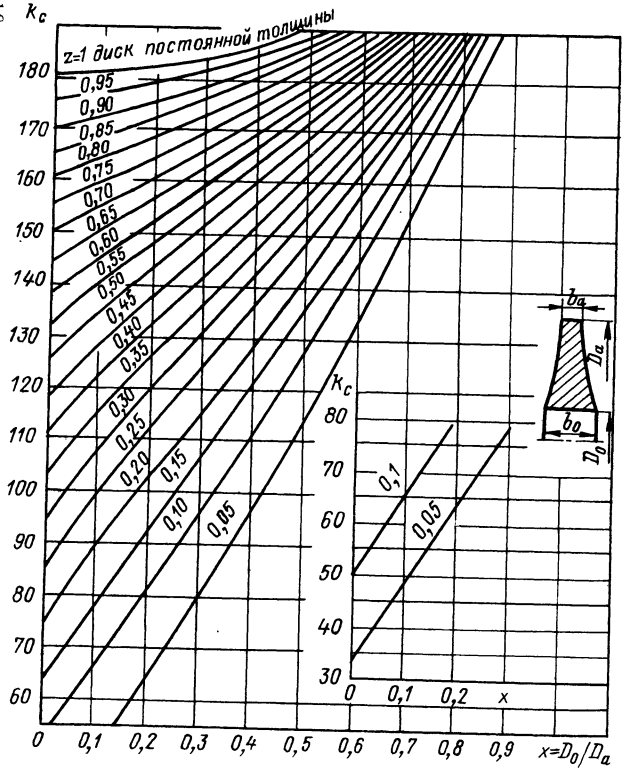


Рис. П.27. Коэффициент k_c для гиперболических дисков

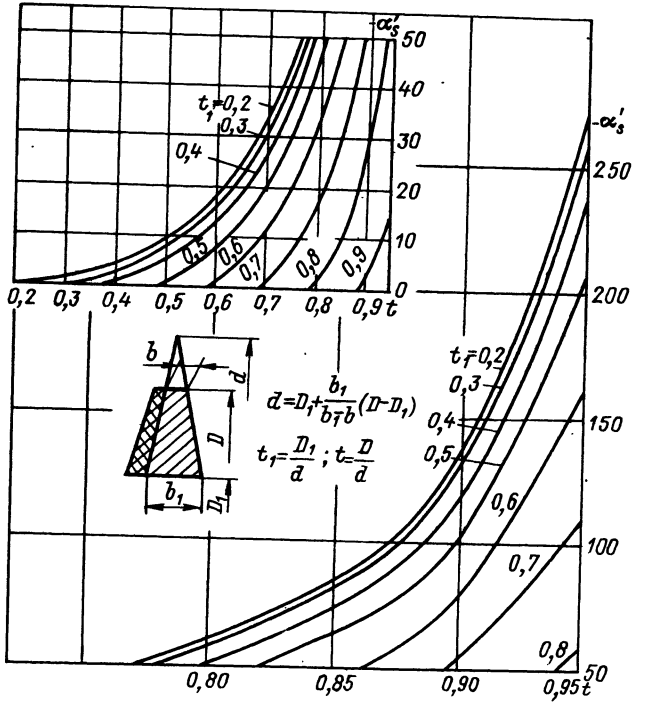


Рис. П.28. Коэффициент α'_s для конических дисков с боковой нагрузкой

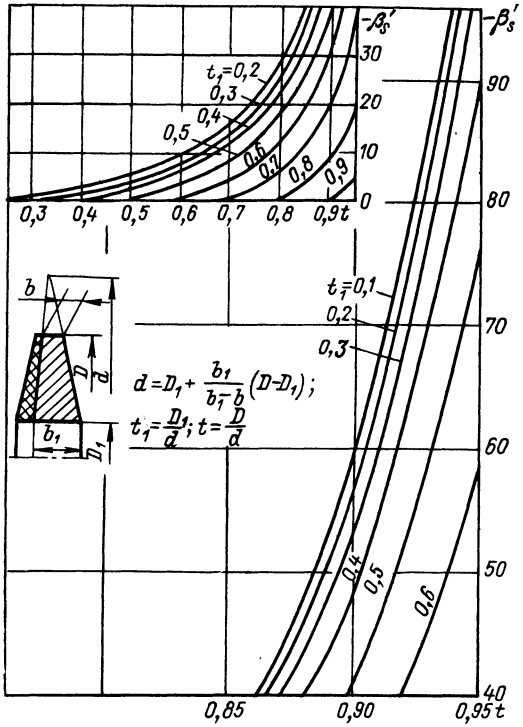


Рис. П.29. Коэффициент β_s' для конических дисков с боковой нагрузкой

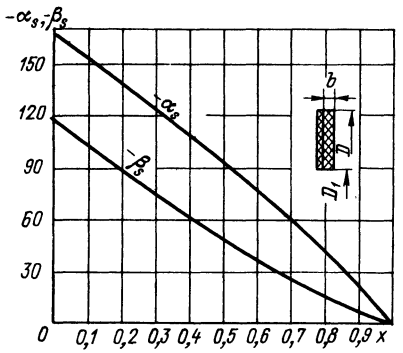


Рис. П.30. Коэффициент α_s и β_s для дисков постоянной толщины с боковой нагрузкой

Таблица П.1. **Характеристики плоских прокладок**

Материал прокладки	Прокладочный коэффициент m	Давления обжатия на прокладку, МПа			Модуль упругости $E_п$, МПа
		$q_{обж}$	$q_{0\ min}$	$[q]$	
Мягкая резина, резиновый лист	0,5	3,5	2	18	$3\ [1 + b/(2h_п)]$
Твердая резина с тканевой прослойкой	1,2	7	4,5	20	$4\ [1 + b/(h_п)]$
Картон асбестовый толщиной $h_п = 3$ мм	2,5	30	20	110	$2 \cdot 10^3$
Паронит толщиной $h_п \geqslant 1$ мм	2,5	32	20	130	$2 \cdot 10^3$
Фторопласт-4 толщиной 1—3 мм	1.4	10	4	40	$2 \cdot 10^3$
Фибра	1,4	50	40	88	$7 \cdot 10^3$
Асбест армированный в металлической оболочке	3	30	10	120	$3 \cdot 10^3$
Мягкий алюминий	2—4	80	50	140	$7 \cdot 10^3$
Медь мягкая	2,4—4,7	120	70	70	$(1{,}1 \div 1{,}235)\ 10^5$
Сталь мягкая (05 кп, Ст2)	2,7—5,5	200	80	300	$1{,}99 \cdot 10^5$
Сталь 08Х13	5,5	250	125	350	$1{,}99 \cdot 10^5$

Примечания. 1. При уплотнении воздуха или пара значения m и $q_{0\ min}$ увеличиваются в 1,8 раза, при уплотнении сред с высокой проникающей способностью (гелий, сжиженные газы, легкие нефтяные продукты) — в 2,5 раза. 2. В формулах b — ширина прокладки.

1. **Алтунин В. В.** Теплофизические свойства двуокиси углерода. М.: Изд-во стандартов, 1975. 546 с.

2. **Бабицкий И. Ф., Вихман Г. Л., Вольфсон С. И.** Расчет и конструирование аппаратуры нефтеперерабатывающих заводов. М.: Недра, 1965. 324 с.

3. **Бадылькес И. С., Данилов Р. Л.** Абсорбционные холодильные машины. М.: Пищепромиздат, 1966. 356 с.

4. **Биргер А. И., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1976. 702 с.

5. **Биязи Е. Н., Глинка А. Л., Минкус Б. А.** Расчет действительных процессов абсорбционных холодильных машин //Холодильная техника и технология. Киев: Техника, 1968. Вып. 6. С. 39—41.

6. **Блиер Б. М., Вургафт А. В.** Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. М.: Пищевая промышленность, 1971. 204 с.

7. **Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В.** Холодильная техника: Свойства веществ: Справочник. Л.: Машиностроение, 1976. 165 с.

8. **Быков А. В., Калнинь И. М., Канышев Г. А.** Анализ эффективности двухступенчатого дросселирования в схеме с одноступенчатым винтовым компрессором //Холодильная техника. 1976. № 6. С. 10—14.

9. **Вейнберг Б. С.** Поршневые компрессоры холодильных машин. М.: Машиностроение, 1965. 355 с.

10. **Винтовые** компрессорные машины: Справочник /П. Б. Амосов, Н. И. Бобринов, А. И. Шварц, А. Л. Верный. Л.: Машиностроение, 1977. 253 с.

11. **Воронцов Е. Г., Тананайко Ю. М.** Теплообмен в жидкостных пленках. Киев: Техника, 1972. 154 с.

12. **Вургафт А. В., Галимова Л. В.** Теплоотдача при кипении водоаммиачного раствора в стекающих пленках на вертикальной трубе //Холодильная техника. 1974. № 12. С. 38—40.

13. **Гоголин А. А.** Рекомендации по расчету и подбору испарительных конденсаторов. М.: ВНИХИ, 1978. 55 с.

14. **Гофлин А. П.** Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. М.; Л.: Машгиз, 1959. 303 с.

15. **Епифанова В. И.** Низкотемпературные радиальные турбодетандеры. М.: Машиностроение, 1974. 448 с

16. **Захаров Ю. В.** Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. Л.: Судостроение, 1979. 583 с.

17. **Интенсификация** теплообмена в испарителях холодильных машин /А. А. Гоголин, Г. Н. Данилова, В. М. Азарсков и др. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 224 с.

18. **Калнинь И. М., Шварц А. И., Зискин Г. Ф.** Холодильная система с винтовым компрессором и двухступенчатым дросселированием хладагента //Холодильная техника. 1983. № 4. С. 7—9.

19. **Канышев Г. А., Чистяков Ф. М.** Влияние свойств масел на энергетические характеристики фреоновых маслозаполненных винтовых компрессоров //Холодильная техника, 1980. № 7. С. 6—10.

20. **Каиышев Г. А., Чистяков Ф. М.** Коэффициент подачи винтового фреонового маслозаполненного компрессора //Холодильная техника. 1979. № 12. С. 7—12.

21. **Кислород:** Справочник: В 2 ч. Ч. 1/Под ред. Д. Л. Глизманенко. М.: Металлургия, 1967. 422 с.

22. **Клецкий А. В.** Теплофизические свойства фреона-22. М.: Изд-во стандартов, 1970. 74 с.

23. **Коровчинский М. В.** Прикладная теория подшипников жидкостного трения. М.: Машгиз, 1954. 185 с.

24. **Кэйс В. М., Лондон А. Л.** Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967. 223 с.

25. **Лащинский А. А., Толчинский А. Р.** Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Л.: Машиностроение, 1970. 750 с.

26. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 319 с.

27. **Носков А. Н., Сакун И. А., Пекарев В. И.** Исследование рабочего процесса холодильного винтового компрессора сухого сжатия //Холодильная техника. 1985. № 6. С. 20—24.

28. **Орлин А. С., Круглов М. Г.** Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: Машиностроение, 1983. 375 с.

29. **Поршневые** компрессоры /С. Е. Захаренко, С. А. Анисимов, В. А. Дмитриевский и др. М.: Машгиз, 1961. 424 с.

30. **Псахис Б. И.** Алгоритм оптимизации абсорбционной холодильной машины //Проблемы эффективности использования вторичных энергоресурсов. Новосибирск: Изд-во ин-та теплофизики, 1976. С. 158—164.

31. **Расчет** и конструирование машин и аппаратов химических производств /Под ред. М. Ф. Михалева. Л.: Машиностроение, 1984. 302 с.

32. **Ривкин С. Л., Александров А. А.** Термодинамические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1975. 78 с.

33. **Рис В. Ф.** Расчет дисков турбомашин. М.; Л.: Машгиз, 1959. 55 с.

34. **Рис В. Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 350 с.

35. **Сакун И. А.** Винтовые компрессоры: Основы теории, методы расчета, конструкция. М.; Л.: Машиностроение, 1970. 400 с.

36. **Сакун И. А., Пекарев В. И., Яценко Н. А.** Экспериментальное исследование холодильного винтового компрессора сухого сжатия //Повышение эффективности холодильных машин. Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1983. С. 52—59. (Межвузовский сб. науч. тр.).

37. **Сильман М. А., Шумелишский М. Г.** Пароводяные эжекторные холодильные машины. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. 272 с.

38. **Степанов Г. Ю.** Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. М.: Машгиз, 1958. 350 с.

39. **Тепловые** и конструктивные расчеты холодильных машин /Под ред. Н. Н. Кошкина. Л.: Машиностроение, 1976. 464 с.

40. **Теплообменные** аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин: Справочник /Под ред. А. В. Быкова. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. 247 с.

41. **Теплообменные** аппараты холодильных установок/Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др. Л.: Машиностроение, 1973. 328 с.

42. **Теплофизические** основы получения искусственного холода: Справочник /Под ред. А. В. Быкова. М.: Пищевая промышленность, 1980. 231 с.

43. **Термодинамические** свойства водных растворов бромистого лития /О. И. Верба, В. А. Груздев, А. Г. Захаренко и др. //Теплофизические свойства растворов. Новосибирск: Изд-во ин-та теплофизики, 1983. С. 19—34.

44. **Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. А.** Пластины и оболочки. М.: Наука, 1966. 635 с.

45. **Френкель М. И.** Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1969. 743 с.

46. **Холодильные** компрессоры: Справочник /Под ред. А. В. Быкова. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 224 с.

47. **Холодильные** машины /Под ред. И. А. Сакуна. Л.: Машиностроение, 1985. 506 с.

48. **Холодильные** машины: Справочник /Под ред. А. В. Быкова. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 224 с.

49. **Холщевников К. В.** Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1970. 610 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие (И. А. Сакун) 3

Глава 1. **Расчет циклов холодильных машин и тепловых насосов** . . . 4

1.1. Термодинамическая эффективность циклов холодильных машин (В. И. Пекарев) . . . . . —
1.2. Паровые одноступенчатые холодильные машины (В. И. Пекарев) 8
1.3. Паровые многоступенчатые холодильные машины (В. И. Пекарев, А. К. Стукаленко) 12
1.4. Паровые каскадные холодильные машины (В. И. Пекарев) 26
1.5. Газовые холодильные машины (Н. Н. Кошкин, В. А. Евстафьев, В. П. Суетинов) 28
1.6. Абсорбционные холодильные машины (А. Я. Ильин, Л. С. Тимофеевский, А. К. Стукаленко) 41
1.7. Пароэжекторные холодильные машины (Е. М. Бамбушек) 85
1.8. Расчет компрессорного теплового насоса для системы тепло- и хладоснабжения (А. К. Стукаленко) . . . 93

Глава 2. **Тепловые, конструктивные, газодинамические и прочностные расчеты компрессоров объемного действия паровых и газовых холодильных машин** 105

2.1. Тепловые расчеты поршневых компрессоров (Н. Н. Кошкин, В. Л. Сысоев) . . . . . —
2.2. Расчеты газового тракта в поршневом компрессоре (В. Л. Сысоев) 109
2.3. Динамический расчет поршневого компрессора (Н. Н. Бухарин, В. Л. Сысоев) 113
2.4. Расчеты на прочность деталей поршневого компрессора (В. Л. Сысоев) 139
2.5. Расчет смазки подшипников скольжения поршневого компрессора (В. Л. Сысоев) 167
2.6. Тепловые расчеты ротационных холодильных компрессоров (А. К. Стукаленко) 171
2.7. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных винтовых компрессоров (И. А. Сакун) 174
2.8. Термогазодинамические расчеты винтовых компрессоров (И. А. Сакун, А. Н. Носков) 202
2.9. Расчет сил и моментов, действующих на роторы винтового компрессора (И. А. Сакун) 219
2.10. Расчет на прочность и жесткость основных деталей холодильного винтового компрессора (И. А. Сакун) . . . 235

Глава 3. **Тепловые, конструктивные и прочностные расчеты компрессоров динамического действия паровых и газовых холодильных машин. Расчет детандеров** 244

3.1. Газодинамические и конструктивные расчеты центробежных холодильных компрессоров (Н. Н. Бухарин, В. А. Евстафьев) 244
3.2. Газодинамический расчет осевого холодильного компрессора (В. П. Суетинов) 274
3.3. Термогазодинамические расчеты турбодетандеров газовых холодильных машин (Н. Н. Бухарин, В. П. Суетинов) 279
3.4. Конструктивные и прочностные расчеты элементов турбокомпрессоров (В. А. Евстафьев) 294

Глава 4. **Тепловые, конструктивные и прочностные расчеты аппаратов холодильных машин** 316

4.1. Конденсаторы (Е. Д. Герасимов) . . . . . —
4.2. Испарители (А. К. Стукаленко) 330
4.3. Воздухоохладители (А. К. Стукаленко) 343
4.4. Теплообменники (А. Я. Ильин) 354
4.5. Теплообменные аппараты теплоиспользующих холодильных машин (А. Я. Ильин) 369
4.6. Технико-экономический расчет теплообменных аппаратов (Е. Д. Герасимов) 377
4.7. Расчет на прочность аппаратов холодильных машин (И. А. Сакун, В. Л. Сысоев) 388

Приложение (И. А. Сакун, В. А. Евстафьев, В. Л. Сысоев) 405

Список литературы (Е. М. Бамбушек) 419

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Елена Михайловна БАМБУШЕК, Николай Николаевич БУХАРИН,
Евгений Дмитриевич ГЕРАСИМОВ, Виктор Александрович ЕВСТАФЬЕВ,
Алексей Яковлевич ИЛЬИН, Николай Николаевич КОШКИН,
Анатолий Николаевич НОСКОВ, Валентин Иванович ПЕКАРЕВ,
Иван Акимович САКУН, Анатолий Константинович СТУКАЛЕНКО,
Владимир Павлович СУЕТИНОВ, Вадим Лазаревич СЫСОЕВ,
Леонид Сергеевич ТИМОФЕЕВСКИЙ

ТЕПЛОВЫЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ РАСЧЕТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Редактор *В. И. Важенко*
Художественный редактор *Н. В. Зимаков*
Технические редакторы *Т. П. Малашкина, А. И. Казаков, П. В. Шиканова*
Корректоры: *Т. Н. Гринчук, И. Г. Иванова* и *А. И. Лавриненко*

ИБ № 3940

Сдано в набор 06.02.87. Подписано в печать 05.08.87. М-18424.
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага офсетная № 2. Гарнитура литературная.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 26,5. Усл. кр.-отт. 26,5. Уч.-изд. л. 26,95.
Тираж 13440 экз. Заказ 37. Цена 1 р. 20 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
издательства «Машиностроение», 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10.

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.