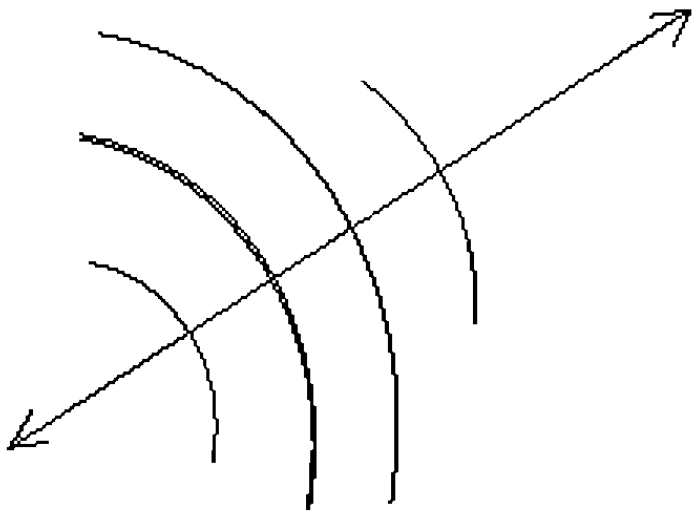
В.В Авчухов
Б.Я.Паюсте

ЗАДАЧНИК ПО ПРОЦЕССАМ ТЕПЛОМАССООБМЕНА

Для студентов вузов



В. В. Авчухов, Б. Я. Паюсте

ЗАДАЧНИК ПО ПРОЦЕССАМ ТЕПЛОМАССООБМЕНА

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика»

МОСКВА
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1986

ББК 31.31
А 22
УДК 536.2

Рецензенты: Кафедра теоретических основ тепло техники ЛПИ и доктор техн. наук Н. М. Галин

Авчухов В. В., Паюсте Б. Я.

А 22 Задачник по процессам тепломассообмена Учеб. пособие для вузов. — М.: Энергоатомиздат 1986.—144 с. ил.

Составлен в соответствии с программой курса «Основы тепло массообмена». В первой части каждой главы даны краткие теоре тические пояснения и основные расчетные формулы, во второй ча сти представлены задачи, снабженные ответами. В приложении со держатся справочные таблицы теплофизических свойств различны веществ, а также диаграммы и номограммы, облегчающие расчеты

Для студентов теплотехнических специальностей вузов. Може быть использован инженерно-техническими работниками различны отраслей промышленности, занимающимися проектированием и рас четом теплотехнических устройств.

2303010000-440
051(01)-86 191-86

ББК 31.3

ВИКТОР ВАСИЛЬЕВИЧ АВЧУХОВ,
БИРУТА ЯНОВНА ПАЮСТЕ

Задачник по процессам тепломассообмена

Редактор **В. И. Кушнырев**
Редактор издательства **Т. И. Мушинска**
Технический редактор **О. Д. Кузнецова**
Корректор **М. Г. Гулина**
ИБ № 486

Сдано в набор 31.10.85 Подписано в печать 03.02.86 Т-02285
Формат 84×108¹/₃₂ Бумага типографская № 2 Гарнитура литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 7,56 Усл. кр.-отт. 7,71 Уч.-изд. л. 9,5
Тираж 11000 экз. Заказ 472 Цена 30 к.

Энергоатомиздат. 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО «Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113054, Москва, Валовая, 28

© Энергоатомиздат, 1986

Предисловие

Данное учебное пособие содержит не только задачи, но и краткие еоретические сведения, что представляет определенное удобство для амостоятельной работы студентов, а также для проведения практичеких занятий при изучении таких дисциплин, как тепломассообмен, теплопередача и т. п.

Главы задачника соответствуют основным разделам дисциплины. Каждая глава состоит из двух частей; в первой части приводятся основные понятия, расчетные зависимости и необходимые пояснения, во второй части представлены задачи. Все задачи снабжены ответами. Включены многовариантные задачи, которые могут быть использованы для групповой самостоятельной работы студентов, а также задачи на анализ характерных зависимостей и практических выводов на основе сравнения вариантов. Распределение задач по главам — в порядке ..тающей сложности, их количество и содержание определено на ..нове опыта преподавания курса тепломассообмена на кафедре тепло-энергетики Рижского политехнического института. Некоторые задачи ..ют аналогии в ранее изданных известных задачниках по тепло-..че

Приложения включают справочный материал в виде таблиц, диаграмм и номограмм, который призван способствовать приобретению навыков самостоятельного отыскания необходимых величин. Помогая ускорению вычислений, он облегчает пользование задачником. Справочный материал собран в объеме, достаточном для решения задач. В задачнике использована Международная система единиц

Авторы искренне признательны рецензентам доктору техн. наук Н. М. Галину и канд. техн. наук П. М Михайлову за ценные советы предложения, высказанные при подготовке рукописи к изданию.

Все возникающие у читателей пожелания и критические замечания по совершенствованию настоящего задачника авторы примут с благодарностью. Их следует направлять по адресу 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

Глава первая

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

1.1. Основные понятия и расчетные зависимости

Теплопроводность — перенос теплоты посредством теплового движения микрочастиц в сплошной среде, обусловленный неоднородным распределением температуры. В чистом виде процесс происходит в твердых телах, а в жидкостях и газах — при отсутствии перемещения среды.

Теплопередача — процесс теплообмена между жидкими или газообразными средами, разделенными твердой стенкой.

Стационарным режимом называется тепловой режим, при котором температурное поле не зависит от времени.

Тепловой поток Q, Вт, — количество теплоты, передаваемой в единицу времени (1 Дж/с=1 Вт).

Поверхностная плотность теплового потока q, Вт/м^2, — тепловой поток, проходящий через единицу площади F поверхности теплообмена:

$$q=Q/F. \tag{1.1}$$

Линейная плотность теплового потока q_l, Вт/м, — тепловой поток, отнесенный к единице длины l цилиндрической трубы:

$$q_l=Q/l. \tag{1.2}$$

Теплопроводность материала или *коэффициент теплопроводности* λ, Вт/(м·К), — величина, равная отношению поверхностной плотности теплового потока q к модулю температурного градиента:

$$\lambda=q/|\operatorname{grad} T|. \tag{1.3}$$

Среднеинтегральная теплопроводность в диапазоне температур t_{c1} и t_{c2} на поверхностях стенки

$$\overline{\lambda}=\int_{t_{c1}}^{t_{c2}}\lambda_t dt/(t_{c2}-t_{c1}), \tag{1.4}$$

где λ_t — теплопроводность, зависящая от температуры.

Зависимость теплопроводности λ_t от **температуры** t, °С, приближенно можно выразить в виде линейной функции

$$\lambda_t=\lambda_0(1+bt), \tag{1.5}$$

где λ_0 — теплопроводность при 0 °С, Вт/(м·К); b — постоянная, зависящая от природы материала и определяемая опытным путем, $К^{-1}$.

Величина $\overline{\lambda}$ при использовании зависимости (1.5) принимает значение λ_t, определяемое по среднеарифметической температуре стенки:

$$\lambda_t=\lambda_0[1+0{,}5b(t_{c1}+t_{c2})]. \tag{1.6}$$

Теплопроводность некоторых материалов (λ=const) приведена в табл. 1 приложения.

1.2. Плоская стенка

Температурное поле в однородной неограниченной стенке толщиной δ при λ=const

$$t=t_{c1}+(t_{c2}-t_{c1})x/\delta, \tag{1.7}$$

где x — текущая координата плоскости, в которой определяется температура t, $0\leqslant x\leqslant\delta$.

Температурное поле в стенке при линейном законе изменения теплопроводности от температуры (x — расстояние от поверхности стенки, имеющей температуру t_{c1})

$$t=\left[\left(\frac{1}{b}+t_{c1}\right)^2-\frac{2xq}{\lambda_0 b}\right]^{0,5}-\frac{1}{b}. \tag{1.8}$$

Формула теплопроводности для стенки, составленной **из** n слоев различных материалов,

$$Q=(t_{c1}-t_{c\,(n+1)})F\Big/\sum_{i=1}^{i=n}(\delta_i/\lambda_i), \tag{1.9}$$

где t_{c1} и $t_{c(n+1)}$ — температуры на внешних поверхностях многослойной стенки, °С; δ_i — толщина i-го слоя стенки, м; λ_i — теплопроводность материала i-го слоя стенки, Вт/(м·К).

Температура на поверхности плотно соприкасающихся между собой слоев в многослойной стенке

$$t_{c\,(i+1)}=t_{c1}-\frac{Q}{F}\sum_{k=1}^{k=i}\frac{\delta_k}{\lambda_k}. \tag{1.10}$$

Формула теплопередачи между двумя средами **с температурами** $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$

$$Q=k(t_{ж1}-t_{ж2})F, \tag{1.11}$$

где k — *коэффициент теплопередачи,* Вт/(м²·К), характеризует тепловой поток Q, проходящий через единицу площади F поверхности стенки при разности температур сред, равной 1 К.

Коэффициент теплопередачи для n-слойной стенки

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}\right]^{-1}, \qquad (1.12)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи на внешних поверхностях стенки, Вт/(м²·К).

В формуле (1.12) представлены следующие термические сопротивления R, м²·К/Вт:

термические сопротивления теплоотдачи на внешних поверхностях стенки

$$\frac{1}{\alpha_1} = R_1 \text{ и } \frac{1}{\alpha_2} = R_2;$$

суммарное сопротивление теплопроводности n слоев стенки

$$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} = R_c;$$

общее сопротивление теплопередачи

$$R_0 = \frac{1}{k} = R_1 + R_c + R_2.$$

Значение R_0 всегда больше наибольшего из отдельных термических сопротивлений, и для интенсификации процесса теплопередачи следует стремиться уменьшить это наибольшее сопротивление. Если отдельные термические сопротивления имеют примерно одинаковые значения, то общее сопротивление будет снижаться при уменьшении каждого из них.

При расчете многослойных стенок можно воспользоваться эквивалентным коэффициентом теплопроводности

$$\lambda_{экв} = \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i \Bigg/ \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \qquad (1.13)$$

где δ_i — толщина i-го слоя, м; λ_i — теплопроводность материала i-го слоя, Вт/(м·К).

Плотность теплового потока для многослойной стенки

$$q = \lambda_{экв}(t_{c1} - t_{c\,(n+1)}) \Bigg/ \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i. \qquad (1.14)$$

1.3. Цилиндрическая стенка

Температурное поле в однородной бесконечной стенке с наружным и внутренним диаметрами соответственно d_2 и d_1 и λ=const

$$t = t_{c1} - (t_{c1} - t_{c2}) \ln \frac{d}{d_1} \Bigg/ \ln \frac{d_2}{d_1}, \qquad (1.15)$$

где t_{c1} и t_{c2} — температуры на внутренней и наружной поверхностях стенки; d — текущий диаметр цилиндрической поверхности, для которой определяется температура t.

Температурное поле в стенке с учетом температурной зависимости теплопроводности $\lambda_t=\lambda_0(1+bt)$

$$t=\left[\left(\frac{1}{b}+t_{c1}\right)^2-\frac{Q}{\pi b\lambda_0 l}\ln\frac{d}{d_1}\right]^{0,5}-\frac{1}{b}, \qquad (1.16)$$

где l — длина цилиндрической стенки.

Формула теплопроводности для стенки, составленной из n цилиндрических слоев,

$$Q=\pi l(t_{c1}-t_{c\,(n+1)})\Bigg/\sum_{i=1}^{i=n}\frac{1}{2\lambda_i}\ln\frac{d_{i+1}}{d_i}, \qquad (1.17)$$

где t_{c1} и $t_{c(n+1)}$ — температуры на внутренней и внешней поверхностях многослойной стенки соответственно; d_i и d_{i+1} — внутренний и внешний диаметры i-го слоя стенки.

Температура на границе между i-м и $(i+1)$-м плотно прилегающими слоями многослойной стенки

$$t_{c(i+1)}=t_{c1}-\frac{Q}{\pi l}\sum_{k=1}^{k=i}\frac{1}{2\lambda_k}\ln\frac{d_{k+1}}{d_k}. \qquad (1.18)$$

Формула теплопередачи между двумя средами с температурами $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$

$$Q=\pi k_l(t_{ж1}-t_{ж2})l. \qquad (1.19)$$

Линейный коэффициент теплопередачи k_l, Вт/(м·К), в формуле (1.19) для n-слойной стенки

$$k_l=\left[\frac{1}{\alpha_1 d_1}+\sum_{i=1}^{i=n}\frac{1}{2\lambda_i}\ln\frac{d_{i+1}}{d_i}+\frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}\right]^{-1}, \qquad (1.20)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи на внутренней и внешней поверхностях стенки соответственно.

Термические сопротивления, представленные в формуле (1.20), R, м·К/Вт:

сопротивления теплоотдачи на внутренней и внешней поверхностях стенки соответственно

$$R_1=\frac{1}{\alpha_1 d_1} \text{ и } R_2=\frac{1}{\alpha_2 d_{n+}}$$

суммарное сопротивление теплопроводности n **слоев стенки**

$$R_c = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i};$$

общее сопротивление теплопередачи **цилиндрической стенки**

$$R_0 = \frac{1}{k_l} = R_1 + R_c + R_2.$$

При расчете многослойных стенок используется **эквивалентный коэффициент** теплопроводности

$$\lambda_{экв} = \sum_{i=1}^{i=n} \ln\left(\frac{d_{i-1}}{d_i}\right) \Bigg/ \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i-1}}{d_i}. \qquad (1.21)$$

Проверка пригодности материала изоляции для уменьшения тепловых потерь от трубопровода в окружающую среду производится по критическому диаметру

$$d_{кр} = 2\lambda_{из}/\alpha_2, \qquad (1.22)$$

где $\lambda_{из}$ — теплопроводность материала изоляции; α_2 — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности в окружающую среду

Если $d_{кр} < d_2$ (d_2 — наружный диаметр неизолированного трубопровода), то покрытие трубопровода такой изоляцией будет снижать теплопотери в окружающую среду. Если $d_{кр} > d_2$, то применение такого теплоизоляционного материала нецелесообразно и следует подобрать другой материал или применить многослойную изоляцию.

Условие выбора теплоизоляционного материала для снижения тепловых потерь от трубопровода, покрытого слоем изоляции:

$$\lambda_{из} < 0{,}5\alpha_2 d_2. \qquad (1.23)$$

Толщина изоляционного слоя определяется из (1.19), (1.20).

1.4. Шаровая стенка

Температурное поле в однородной стенке при λ=const

$$t = t_{c1} - (t_{c1} - t_{c2}) \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d}\right) \Bigg/ \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}\right), \qquad (1.24)$$

где t_{c1} и t_{c2} — температуры на внутренней и внешней поверхностях шаровой стенки; d_1 и d_2 — внутренний и наружный диаметры шаровой стенки; d — текущий диаметр сферической поверхности, на которой определяется температура t.

Температурное поле в однородной шаровой стенке при учете температурной зависимости теплопроводности $\lambda_t = \lambda_0(1 + bt)$

$$t = \left[\left(\frac{1}{b} + t_{c1}\right)^2 - \frac{Q}{\pi b \lambda_0}\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d}\right)\right]^{0,5} - \frac{1}{b}. \qquad (1.25)$$

Формула теплопроводности для шаровой стенки, составленной из n слоев,

$$Q = 2\pi(t_{c1} - t_{c\,(n+1)}) \Bigg/ \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\lambda_i}\left(\frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_{i+1}}\right). \qquad (1.26)$$

Теплопередача между двумя средами с температурами $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$

$$Q = \pi k_ш (t_{ж1} - t_{ж2}). \qquad (1.27)$$

Коэффициент теплопередачи для многослойной стенки, Вт/К,

$$k_ш = \left[\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i}\left(\frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_{i+1}}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}^2}\right]^{-1}, \qquad (1.28)$$

или

$$k_ш = [R_1 + R_c + R_2]^{-1} = R_0^{-1}, \qquad (1.28а)$$

где R_1 и R_2 — термические сопротивления теплоотдачи; R_c — суммарное термическое сопротивление теплопроводности n слоев стенки; R_0 — общее термическое сопротивление теплопередачи, К/Вт.

1.5. Задачи

1.1. Стена из силикатного кирпича толщиной 250 мм имеет с одной стороны температуру —30 °С, а с другой — температуру +20 °С. Найти плотность теплового потока через стену и глубину ее промерзания до температуры 0 °С, считая коэффициент теплопроводности материала стены постоянным.

1.2. Лед на реке имеет толщину 300 мм и покрыт слоем снега толщиной 200 мм. Температура на наружной поверхности снега —15 °С, а на поверхности льда, обращенной к воде, 0 °С. Найти плотность теплового потока через эти два слоя.

1.3. Плоскую поверхность с температурой 400 °С надо изолировать пеношамотом так, чтобы потери теплоты не превышали 450 Вт/м² при температуре на внешней поверхности изоляции 43 °С. Найти толщину слоя изоляции.

1.4. Оконная рама состоит из двух слоев стекла толщиной по 5 мм каждый. Между стеклами находится слой сухого неподвижного воздуха толщиной 6 мм со средней температурой 0 °С. Площадь поверхности окна 4,5 м². Определить потерю теплоты теплопроводностью через окно, если разность температур на внешних поверхностях стекол 25 °С.

1.5. Стальная труба диаметром 45×2,5 мм * покрывается снаружи

---

* Здесь и в последующем — наружный диаметр и толщина стенки трубы.

и внутри слоем эмали толщиной по 0,5 мм [$\lambda_{эм}=1{,}05$ Вт/(м·К)]. Во сколько раз увеличится термическое сопротивление стенки после эмалирования? Расчет сделать по формулам для плоской стенки.

1.6. Сосуд, наполненный жидким газом, имеет на наружной поверхности температуру —190 °С. Он покрывается слоем шлаковаты толщиной 250 мм. Температура воздуха в помещении 20 °С. Какой тепловой поток пройдет через 1 м² изоляции, если пренебречь термическим сопротивлением теплоотдачи со стороны воздуха?

1.7. Печь изнутри выложена динасовым кирпичом, за которым следует слой красного кирпича толщиной 250 мм и, наконец, снаружи — слой силикатного кирпича толщиной 60 мм. На внутренней поверхности печи температура 1150 °С, на наружной 60 °С . Какова должна быть толщина слоя динасового кирпича, чтобы температура красного кирпича не превышала 820 °С? Найти температуру на внутренней поверхности слоя силикатного кирпича.

1.8. Стенка опытной установки покрыта снаружи изоляционным слоем толщиной 260 мм. Она обогревается изнутри так, что на наружной поверхности изоляции поддерживается температура 35 °С. Для изучения тепловых потерь в изоляцию на глубину 50 мм от наружной поверхности заделана термопара, которая показала 70 °С. Определить температуру на поверхности контакта стенки и изоляции.

1.9. Найти эквивалентный коэффициент теплопроводности (в поперечном направлении) для плоского конденсатора, который собран из z листов алюминиевой фольги толщиной 0,02 мм и z листов изоляционной бумаги, имеющей теплопроводность $\lambda_б=0{,}18$ Вт/(м·К) и толщину листа 0,05 мм.

1.10. Для проведения испытаний смонтирована сборка из пяти стальных листов толщиной 0,5 мм каждый. Между листами проложены прокладки изоляционной бумаги толщиной по 0,05 мм и теплопроводностью $\lambda_б=0{,}116$ Вт/(м·К). Найти эквивалентную теплопроводность $\lambda_{экв}$ сборки (в поперечном направлении). Как изменится $\lambda_{экв}$, если учесть, что между слоями имеются воздушные зазоры толщиной 0,001 мм (температура воздуха 20 °С)?

1.11. Нагреватель и холодильник имеют соответственно температуры 200 и 0 °С. Между их поверхностями зажат диск диаметром 150 мм и толщиной 25 мм, сквозь который проходит тепловой поток 60 Вт. Между поверхностями нагревателя, диска и холодильника имеются воздушные зазоры толщиной 0,1 мм. Пренебрегая лучистым теплообменом и потерями теплоты, найти теплопроводность материала диска с учетом и без учета воздушных зазоров. Теплопроводность воздуха в зазорах определить по температурам нагревателя и холодильника.

1.12. Стенка холодильной камеры сделана из пробковой плиты толщиной 100 мм и обшита с обеих сторон сосновыми досками толщиной 15 мм каждая. На внешних поверхностях досок температуры соответственно: +20 и —12 °С. Определить потери теплоты через 1 м² по-

верхности стенки и температуры на обеих поверхностях пробковой плиты. Где в пробковой плите располагается изотермическая поверхность с $t=0$ °С?

1.13. К медному стержню диаметром 20 мм и длиной 200 мм с одного конца через торец подводится теплота. Другой конец охлаждается потоком воды, которая при расходе 0,0167 кг/с нагревается от стержня на 2 °С. Найти перепад температур между концами стержня, приняв, что через боковую поверхность стержня тепловые потери отсутствуют.

1.14. Алюминиевый брусок квадратного сечения длиной 180 мм зажат торцами между нагревателем и холодильником, температуры которых соответственно 400 и 10 °С. Найти термическое сопротивление и сторону квадратного сечения бруска, если по бруску передается тепловой поток 176,8 Вт, а тепловые потери с боковой поверхности бруска отсутствуют.

1.15. Рассчитать толщину слоя изоляции, имеющего на поверхности температуру соответственно 600 и 40 °С, если допустимые тепловые потери 366 Вт/м^2, а теплопроводность материала изоляции $\lambda_t=(0{,}11+0{,}000065t)$ Вт/(м·К). Найти температуры в слое изоляции через каждые 50 мм его толщины и построить температурный график.

1.16. Слой изоляции толщиной 0,09 м имеет на поверхностях температуры 570 и 30 °С. Найти плотность теплового потока через этот слой, если его теплопроводность, Вт/(м·К), $\lambda_t=0{,}12(1+0{,}00123t)$. Найти температуры в слое через 30 мм по его толщине для двух случаев: а) $\lambda_t=f(t)$; б) $\lambda=\text{const}$, определен по средней температуре слоя. Построить графики распределения температур в слое.

1.17. Паропровод с внешним диаметром 80 мм и температурой на наружной поверхности 180 °С покрывается слоем минеральной ваты толщиной 50 мм. Найти суточную потерю теплоты паропроводом длиной 30 м, если температура на наружной поверхности изоляции 32 °С.

1.18. Паропровод с наружным диаметром 100 мм покрыт слоем изоляции толщиной 80 мм и теплопроводностью, Вт/(м·К), $\lambda_t=(0{,}14+0{,}00016t)$. На поверхностях слоя температуры 170 и 30 °С. Найти потери теплоты через изоляцию, если длина паропровода 15 м.

1.19. Кварцевая трубка диаметром 2,7×1 мм и длиной 100 мм заполнена жидкостью. Вдоль трубки по центру расположена платиновая нить диаметром 0,1 мм, нагреваемая электрическим током. Измерения показали: температура нити 221 °С, на внешней поверхности трубки 206 °С, тепловой поток от нагретой нити через слой жидкости 2,5 Вт. Найти теплопроводность и среднюю температуру жидкости в трубке. Теплопроводность кварца принять 1,58 Вт/(м·К).

1.20. Рассчитать допустимую силу тока по алюминиевому проводу, покрытому резиновой изоляцией толщиной 1 мм, при условии, что снаружи на изоляции температура 50 °С, а на внутренней поверхности —

не более 70 °С. Диаметр провода 2 мм, удельное электросопротивление алюминия равно $3{,}28 \cdot 10^{-8}$ Ом·м.

1.21. Трубу покрывают двумя слоями изоляции из разных материалов, но одинаковой толщины. Первый слой, лежащий на трубе, имеет коэффициент теплопроводности в 3 раза больше, чем второй. Наружный диаметр неизолированной трубы в 6 раз больше толщины одного слоя изоляции. В какую сторону и во сколько раз изменятся тепловые потери с 1 м длины трубопровода, если слои изоляции поменять местами?

1.22. Труба диаметром 60×3 мм и длиной 5 м покрыта слоем пробковой плиты толщиной 30 мм и сверху еще слоем совелита толщиной 40 мм. На стенке трубы снаружи температура —110 °С, а на наружной поверхности совелита +10 °С. Определить потерю холода за сутки. Сколько будет потеряно холода, если слои поменять местами? Значения температур и толщин слоев сохранить.

1.23. Стальной паропровод диаметром 150×5 мм имеет на внутренней поверхности температуру 300 °С. Его надо покрыть двумя слоями изоляции, причем температура наружной поверхности изоляции не должна превышать 50 °С. Для изоляции предлагаются: слой *А* толщиной 20 мм и теплопроводностью $\lambda_А = 0{,}037$ Вт/(м·К) и слой *Б* толщиной 40 мм и теплопроводностью $\lambda_Б = 0{,}14$ Вт/(м·К). В какой последовательности надо расположить эти слои на паропроводе, чтобы получить минимальные тепловые потери?

1.24. Электронагреватель мощностью 1,7 кВт находится внутри фарфоровых труб, диаметр которых 20×3 мм, а общая длина 7 м. На внутренней поверхности труб температура 140 °С. Трубы опущены в раствор, температура кипения которого 130 °С. Будет ли происходить кипение раствора на поверхности труб?

1.25. По стеклянному трубопроводу диаметром 56×3 мм после тепловой обработки движется молоко со скоростью 0,5 м/с. Теплоемкость молока 3,84 кДж/(кг·К), плотность 1030 кг/м^3. На внутренней поверхности трубы температура 74,5 °С. Определить температуру на наружной поверхности трубы, если на каждые 10 м длины трубопровода температура молока снижается на 1 °С.

1.26. Бетонные трубы, имеющие диаметр 150×25 мм, надо проложить в грунте. Температура грунта на внешней поверхности трубы может снизиться до —1,82 °С. Жидкость в трубах замерзает при температуре —0,5 °С . Можно ли прокладывать трубы без теплоизоляции, если линейная плотность теплового потока через стенку трубы равна 21,7 Вт/м?

1.27. Корпус аппарата шаровой формы выполнен из титана и имеет наружный диаметр 1 м и толщину стенки 100 мм. Он покрыт изнутри пенопластом толщиной 8 см. Найти температуры на поверхностях слоя пенопласта, если температурный перепад на двухслойной стенке 120 °С,

тепловой поток проходит внутрь аппарата. Снаружи на титановой стенке температура 5 °С.

1.28. Стенка теплообменника из стали толщиной 5 мм покрыта снаружи изоляцией из шлаковаты толщиной 50 мм. В теплообменнике — жидкость с температурой 100 °С, а температура наружного воздуха 10 °С. Коэффициенты теплоотдачи: со стороны жидкости $\alpha_1 = 240$ Вт/(м²·К), со стороны воздуха $\alpha_2 = 10$ Вт/(м²·К). Найти температуры на поверхностях стенки и изоляции и проанализировать влияние термических сопротивлений теплопроводности и теплоотдачи на потери теплоты.

1.29. Найти толщину слоя шлаковаты, которым надо изолировать плоскую стенку от окружающей среды, чтобы уменьшить потери теплоты в 2 раза по сравнению с неизолированной стенкой. Температура наружной поверхности стенки после наложения изоляции не изменилась. Коэффициент теплоотдачи в окружающую среду принять в обоих случаях $\alpha = 16$ Вт/(м²·К).

1.30. Определить коэффициент теплопередачи в теплообменнике, выполненном из стальных труб диаметром 320×5 мм, для случаев: а) чистая поверхность труб; б) на поверхностях труб ржавчина толщиной 0,5 мм и слой накипи толщиной 2 мм. Коэффициент теплоотдачи с одной стороны стенки $\alpha_1 = 7000$ Вт/(м²·К), а с другой $\alpha_2 = 10\,000$ Вт/(м²·К). Решить задачу по формулам для плоской стенки.

1.31. Металлический корпус аппарата имеет на плоской наружной поверхности температуру 500 °С. Корпус снаружи покрывается сначала слоем диатомового кирпича толщиной 125 мм, а потом новоасбозуритом. Рассчитать толщину слоя новоасбозурита, необходимую для того, чтобы на наружной поверхности этого слоя температура не превышала 45 °С. Температура воздуха в помещении, где находится аппарат, 25 °С, а коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха $\alpha_2 = 13$ Вт/(м²·К). Найти температуру на поверхности контакта между новоасбозуритом и кирпичом.

1.32. В теплообменнике — стальные трубы с толщиной стенки 8 мм. На поверхностях труб ржавчина толщиной 2 мм и отложение накипи толщиной 3 мм. Если считать, что коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон стенки трубы очень велики, чему будет равен наибольший возможный коэффициент теплопередачи?

1.33. В паровом подогревателе на стальных трубках с толщиной стенки 4 мм конденсируется водяной пар давлением 476 кПа. Внутри труб греется вода при средней температуре 30 °С. Коэффициенты теплоотдачи: для пара $\alpha_1 = 13\,000$, для воды $\alpha_2 = 3500$ Вт/(м²·К). На поверхностях трубок с одной стороны слой накипи толщиной 2 мм, с другой — слой ржавчины толщиной 1 мм. Найти температуры на поверхностях всех слоев и построить температурный график.

1.34. По данным предыдущей задачи найти температуры на поверхностях всех слоев, если вместо воды греется воздух с коэффициен-

том теплоотдачи $\alpha_2=50$ Вт/(м²·К). Остальные условия — без изменений. Построить температурный график и сравнить его с графиком предыдущей задачи.

1.35. В газоводяном охладителе коэффициент теплоотдачи со стороны газа $\alpha_1=58$, со стороны воды $\alpha_2=580$ Вт/(м²·К). В выпарном аппарате со стороны греющего пара $\alpha_1=11\,000$ Вт/(м²·К), а со стороны кипящего раствора $\alpha_2=2800$ Вт/(м²·К). В обоих теплообменниках стальные трубы с толщиной стенки 3 мм покрываются с одной стороны слоем накипи толщиной 2 мм. Как изменится в этих аппаратах коэффициент теплопередачи по сравнению с чистыми трубами? Расчет сделать по формулам для плоской стенки.

1.36. Как изменится коэффициент теплопередачи, если заменить стальные трубы диаметром 38×2,5 мм на медные такого же размера для следующих теплообменников: а) для воздушно-парового калорифера, в котором коэффициенты теплоотдачи $\alpha_1=11\,000$ и $\alpha_2=40$ Вт/(м²·К); б) для выпарного аппарата, где коэффициенты теплоотдачи $\alpha_1=11\,000$ и $\alpha_2=2300$ Вт/(м²·К)? Расчет произвести по формулам для плоской стенки.

Таблица к задаче 1.37

Вариант	Материал изоляции	$\delta_{из}$, мм	$t_{ж2}$, °С	α^2, Вт/(м²·К)	Вариант	$t_{ж1}$, °С	α_1, Вт/(м²·К)
1	Асбест	100	27	25	а	1500	120
2	Шлаковата	90	30	30	б	1400	130
3	Совелит	60	32	35	в	1300	140
4	Асбозурит	70	35	40	г	1200	150
5	Ньювель	50	25	45	д	1100	160
6	Стекловата	40	20	50	е	1000	170
7	Бетон	110	17	42	ж	1250	180
8	Новоасбозурит	80	15	37	з	1350	110

1.37. В нагревательной печи, где температура газов $t_{ж1}$, стенка сделана из трех слоев: динасового кирпича толщиной 60 мм, красного кирпича толщиной 250 мм и снаружи слоя изоляции толщиной $\delta_{из}$. Воздух в цехе имеет температуру $t_{ж2}$. Коэффициент теплоотдачи в печи от газов к стенке α_1, снаружи от изоляции к воздуху α_2. Найти коэффициент теплопередачи от газов к воздуху, потери теплоты через стенку, температуры на поверхностях всех слоев. Построить график температур в стенке. Данные для решения взять из таблицы.

1.38. Газы при температуре $t_{ж1}$ передают через стенку площадью F теплоту воде, имеющей температуру $t_{ж2}$. Коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке α_1 и от стенки к воде α_2. Определить все термические сопротивления, коэффициент теплопередачи и тепловой поток, передаваемый от газов к воде, для случаев: а) стенка чистая толщиной

$\delta_{ст}$ из стали[1]; б) стальная стенка покрыта со стороны воды слоем накипи толщиной $\delta_н$ и со стороны газов — слоем сажи толщиной $\delta_с$. Найти также для случая б) температуры всех слоев стенки расчетным и графическим способами и нарисовать температурный график. Данные для решения взять из таблицы.

1.39. По чугунному трубопроводу диаметром 60×3,5 мм движется пар с температурой 325 °С. Коэффициент теплоотдачи от пара к трубе α_1=110 Вт/(м²·К); Окружающий наружный воздух имеет температуру 20 °С Найти тепловые потери: а) если трубопровод не изолирован и охлаждается воздухом с коэффициентом теплоотдачи α_2= =25 Вт/(м²·К); б) если трубопровод изолирован слоем пеношамота толщиной 70 мм, а α_2 равен 15 Вт/(м²·К).

Таблица к задаче 1.38

Вариант	$t_{ж1}$, °С	F, м²	$t_{ж2}$, °С	Вариант	$\delta_{ст}$, мм	α_1, Вт/(м² К)	α_2, Вт/(м² К)	$\delta_н$, мм	$\delta_с$, мм
1	600	2,0	120	а	16	40	1400	7	2,0
2	500	3,0	130	б	18	50	1600	1	3,0
3	450	4,0	140	в	14	60	1500	2	1,0
4	400	3,5	120	г	12	70	2200	5	0,8
5	350	2,5	130	д	10	80	2400	3	1,2
6	300	5,5	140	е	22	90	1800	8	0,5
7	550	6,0	190	ж	15	100	3500	2	2,5
8	520	7,0	150	з	12	110	4200	4	0,9
9	480	8,0	170	и	14	120	5000	5	1,2
10	330	5,0	160	к	16	130	4600	6	1,5

1.40. В установке для тепловой переработки нефти по титановой трубе диаметром 118×4 мм движутся нефтепродукты со средней температурой 350 °С. Снаружи труба греется газом, имеющим температуру 1400 °С. Коэффициенты теплоотдачи на поверхностях снаружи и внутри трубы равны соответственно α_1=100 и α_2=300 Вт/(м²·К). Найти линейный коэффициент теплопередачи, линейную плотность теплового потока через стенку трубы, температуры на поверхностях: а) для чистой стенки, б) при условии, что на внутренней поверхности появился слой пористых отложений, пропитанных нефтепродуктами, толщиной 5 мм.

1.41. Для уменьшения потерь теплоты от паропровода диаметром 20×1 мм предлагаются изоляционные материалы: асбест и стекловата. Какой материал целесообразнее принять в качестве изоляции, если от поверхности изоляции к окружающей среде коэффициент теплоотдачи α_2=10 Вт/(м²·К)?

1.42. Найти потери теплоты от чугунного паропровода диаметром 100×8 мм, по которому течет пар с температурой 200 °С. Коэффициент

[1] Возможны варианты материала стенки—чугун, титан, алюминий

теплоотдачи от пара к стенке $\alpha_1=100$ Вт/(м²·К). Температура наружного воздуха 20 °С, а коэффициент теплоотдачи к воздуху $\alpha_2=15$ Вт/(м²·К). Каковы будут потери теплоты, если паропровод покрыть слоем бетона толщиной 40 мм, а коэффициент теплоотдачи к воздуху оставить прежним? Дать объяснение результатов.

1.43. Паропровод из титана диаметром 57×3,5 мм и длиной 50 м имеет на внутренней поверхности температуру 160 °С. Он покрыт слоем вермикулита толщиной 60 мм с температурой 40 °С на наружной поверхности слоя. Найти суточную потерю теплоты паропроводом. Проверить пригодность материала изоляции для уменьшения тепловых потерь, приняв коэффициент теплоотдачи от изоляции к окружающему воздуху равным $\alpha_2=20$ Вт/(м²·К).

1.44. По условию предыдущей задачи изолированная вермикулитом титановая труба покрывается внутри слоем накипи толщиной 1 мм. Найти суточную потерю теплоты паропроводом и сравнить с ответом предыдущей задачи. Температурный перепад оставить без изменений.

Таблица к задаче 1.45

Вариант	Слои изоляции	$d_н$, мм	l, м	$\bar{t}_{ж1}$, °С	Вариант	$\delta_А$, $\delta_Б$, мм	$t_{из}$, °С
1	*А*—асбослюда, *Б*—бетон	1000	40	500	а	200 250	50
2	*А*—вермикулит, *Б*—асбест	1200	90	600	б	300 180	60
3	*А*—пеношамот, *Б*—вермикулитовые плиты	1050	80	750	в	250 350	55
4	А—шлаковата, *Б*—асбест	720	70	700	г	210 310	45
5	*А*—совелит, *Б*—вата минеральная	950	60	450	д	180 220	40

1.45. По стальному трубопроводу наружным диаметром $d_н$ и толщиной 25 мм протекает газ со средней температурой $\bar{t}_{ж1}$ и коэффициентом теплоотдачи в трубе $\alpha_1=35$ Вт/(м²·К). Снаружи труба покрыта двумя слоями изоляции: слоем *А* толщиной $\delta_А$ (на поверхности трубы) и слоем *Б* толщиной $\delta_Б$. На внешней поверхности изоляции температура $t_{из}$. Определить потери теплоты трубопроводом длиной l и температуру на поверхности контакта между слоями изоляции. Как изменятся потери теплоты, если слои изоляции поменять местами? Данные для решения задачи взять из таблицы.

1.46. В цех из котельной подают горячую воду по стальной трубе диаметром 58×3,5 мм со скоростью 1,2 м/с. Вода входит в трубу с температурой 90 °С и имеет средний коэффициент теплоотдачи α_1 = =2000 Вт/(м²·К). К наружному воздуху с температурой 2 °С теплота от трубы переходит с коэффициентом теплоотдачи α_2=35 Вт/(м²·К). Какую теплопроводность должна иметь изоляция на трубе, чтобы при ее толщине 21 мм падение температуры воды от котельной до цеха, между которыми расстояние 120 м, не превышало 2 °С?

1.47. Оголенный электропровод диаметром 2 мм имеет на поверхности температуру 90 °С и коэффициент теплоотдачи α=22 Вт/(м²·К) к свободному потоку воздуха в помещении, температура которого равна 18 °С. Когда провод покрыли резиновой изоляцией толщиной 3 мм, коэффициент теплоотдачи уменьшился в 2 раза. Какая температура будет теперь на поверхности провода, если сила тока не изменилась?

1.48 Варочный котел сферической формы с наружным диаметром 1200 мм сделан из нержавеющей стали. Толщина стенки котла 10 мм. Внутри находится жидкость с температурой 140 °С; снаружи котел покрыт слоем асбеста толщиной 60 мм. В цехе температура воздуха 29 °С. Коэффициент теплоотдачи внутри и снаружи котла α_1=600 и α_2=18 Вт/(м²·К) соответственно. После включения вентиляции в цехе температура воздуха снизилась до 23 °С, а коэффициент теплоотдачи α_2 от наружной поверхности котла увеличился в 1,6 раза. На сколько процентов возросли потери теплоты от котла?

1.49. Стальной трубопровод диаметром 200×8 мм проложен на открытом воздухе, температура которого равна —17 °С. Внутри трубы движется вода со средней температурой 93 °С, а коэффициент теплоотдачи от воды к трубе α_1=820 Вт/(м²·К). Определить потерю теплоты трубопроводом, если его длина 23 м, а коэффициент теплоотдачи от трубы к окружающему воздуху α_2=9 Вт/(м²·К).

1 50 По условию задачи 1.49 вычислить тепловые потери, если трубопровод покрывается слоем битума толщиной 50 мм и теплопроводностью λ=0,1 Вт/(м·К), а коэффициент теплоотдачи к окружающему воздуху уменьшился до α_2=7 Вт/(м²·К). Определить температуры на внешней и внутренней поверхностях изоляции.

Глава вторая

ТЕПЛООБМЕН НА РЕБРИСТОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Для интенсификации теплопередачи между двумя средами применяют оребрение поверхностей стенки, разделяющей эти среды. Как правило, оребрение осуществляется на той поверхности теплообмена, где имеет место малый коэффициент теплоотдачи (или большое термическое сопротивление).

2.1. Плоская стенка с прямыми ребрами постоянного поперечного сечения

Основные параметры ребристой стенки (рис. 2.1): l, h, δ — длина, высота, толщина ребра; $П=2(l+\delta)$ — периметр ребра; $f=l\delta$ — площадь сечения ребра, b — шаг ребер; B, $\delta_с$ — ширина и толщина плоской стенки; $t_{ж1}$, $t_{ж2}$ — температуры сред, окружающих стенку, $t_{ж1}>t_{ж2}$; $\alpha_р$, $\alpha_г$ — коэффициенты теплоотдачи от поверхности ребра и от гладкой поверхности стенки к окружающей среде; t_0, $t_к$ — температуры ребра у основания и на его конце

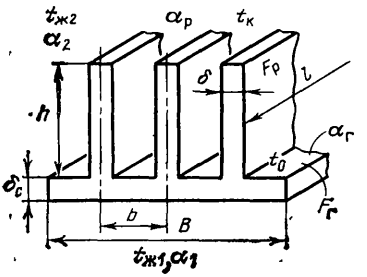


Рис. 2.1. Плоская ребристая стенка

При расчете теплоотдачи с поверхности $F_р$ одного прямого ребра в окружающую среду, имеющую температуру $t_{ж2}$, тепловой поток $Q_р$, Вт, определяется по формуле

$$Q_р=\vartheta_0 m\lambda f \operatorname{th}(mh), \qquad (2.1)$$

где $\vartheta_0=t_0-t_{ж2}$ — избыточная температура у основания ребра, К; $m=\sqrt{\alpha_р П/\lambda f}$ — параметр, м$^{-1}$, $\operatorname{th}(mh)=(1-e^{-2mh})/(1+e^{-2mh})$ — тангенс гиперболический; λ — теплопроводность материала ребра, Вт/(м·К).

Тепловой поток $Q_г$, Вт, с гладкой поверхности $F_г$ стенки в промежутках между ребрами

$$Q_г=\alpha_г(t_0-t_{ж2})F_г=\alpha_г(t_0-t_{ж2})(1-n\delta)Bl, \qquad (2.2)$$

где n — количество ребер на 1 м ширины стенки; l — длина стенки (длина ребра), м.

Суммарный тепловой поток $Q_о$ при теплоотдаче с оребренной поверхности стенки

$$Q_о=nBQ_р+Q_г. \qquad (2.3)$$

Тепловой поток, обусловленный теплопередачей между двумя средами, разделенными плоской стенкой, имеющей оребрение с одной стороны,

$$Q=\frac{(t_{ж1}-t_{ж2})F}{\dfrac{1}{\alpha_1}+\dfrac{\delta_с}{\lambda_с}+\dfrac{1}{\alpha_г+\alpha_о E(k_р-1)}}, \qquad (2\ 4)$$

где F — площадь неоребренной поверхности стенки, м^2; α_1 — коэффициент теплоотдачи на неоребренной поверхности стенки, Вт/(м^2·К); $\lambda_с$ — теплопроводность материала стенки, Вт/(м·К); E — коэффициент эффективности ребра; $k_р$ — коэффициент оребрения.

Коэффициент эффективности ребра E является его рабочей характеристикой и представляет собой отношение теплового потока, действительно рассеиваемого ребром в окружающую среду, к тепловому потоку, который ребро могло бы отдать, если бы вся его поверхность находилась при температуре t_0.

$$E=(\bar{t}-t_{ж2})/(t_0-t_{ж2})\leqslant 1 \qquad (2.5)$$

или, пренебрегая теплоотдачей с торца ребра,

$$E=\text{th}\,(mh)/(mh)\leqslant 1, \qquad (2.5а)$$

где $\bar{t}$ — средняя температура поверхности ребра.

Повышения теплосъема ребра можно добиться при умеиьшении mh.

Коэффициент оребрения

$$k_р=F_{р.г}/F\geqslant 1, \qquad (2.6)$$

где $F_{р.г}$ — суммарная площадь оребренной поверхности стенки, м^2.

В формуле (2.4) можно положить $\alpha_г=\alpha_р=\alpha_2$, тогда тепловой поток при теплопередаче через оребренную стенку

$$Q=\frac{(t_{ж1}-t_{ж2})F}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_с}{\lambda_с}+\frac{1}{\alpha_2[1+E(k_р-1)]}}, \qquad (2.7)$$

а коэффициент эффективности тонкого ребра (в предположении, что $\delta\ll l$ и $П=2l$) можно определить из зависимости

$$E=\text{th}\,A/A, \qquad (2.8)$$

где $A=h(2\alpha_р/\lambda\delta)^{0,5}$, или из графика рис. 2.2.

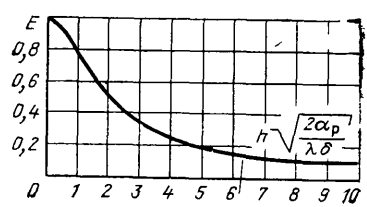


Рис. 2.2. Коэффициент эффективности E ребра

Для учета теплоотдачи с торцевой поверхности ребра необходимо высоту ребра h увеличить на $0{,}5\delta$.

Температура $t_к$ на конце ребра

$$\vartheta_к=\vartheta_0/\text{ch}\,(mh) \quad \text{или} \quad (t_к-t_{ж2})=(t_0-t_{ж2})/\text{ch}\,(mh), \qquad (2.9)$$

где $\vartheta_к$ и ϑ_0 — избыточные температуры на конце ребра и у его основания, К; $\text{ch}\,(mh)=0{,}5(e^{mh}+e^{-mh})$ — косинус гиперболический.

2.2. Цилиндрическая стенка с круглым ребром постоянной толщины

Расчет теплопередачи через трубу, оребренную снаружи кольцевыми ребрами (рис. 2.3), можно проводить по формулам (2.7) и (2.8), принимая $h=R-r$ и умножая коэффициент эффективности E на поправочный коэффициент $\varepsilon_к$, который определяется по графику рис. 2.4.

Коэффициент эффективности круглого ребра

$$E_к=\varepsilon_к \operatorname{th}(mh_{эф})/(mh_{эф}), \qquad (2.10)$$

где $\varepsilon_к$ — коэффициент, определяемый по графику рис. 2.4 в зависимости от $\vartheta_к/\vartheta_0$ и R/r; $h_{эф}=h+0{,}5\delta$ — эффективная высота ребра, м; $\vartheta_к/\vartheta_0=[\operatorname{ch}(mh_{эф})]^{-1}$ — отношение избыточных температур на конце и у основания ребра.

Параметр m определяется из выражения

$$m=\sqrt{\alpha_р\Pi/(\lambda f)}=\sqrt{\alpha_р\cdot 4\pi R/(\lambda\cdot 2\pi R\delta)}=\sqrt{2\alpha_р/(\lambda\delta)}.$$

2.3. Задачи

2.1. Найти коэффициент эффективности прямого ребра постоянного поперечного сечения толщиной 2 мм и длиной 20 мм на плоской стенке, если ребро выполнено: а) из титана, б) из чугуна, в) из меди. Условия теплообмена одинаковые, коэффициент теплоотдачи с поверхности ребра 100 Вт/(м²·К). Высота ребра 6 мм.

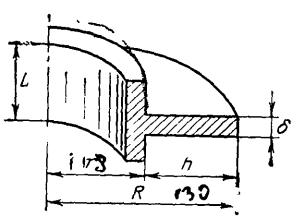


Рис. 2.3. Круглое ребро постоянной толщины

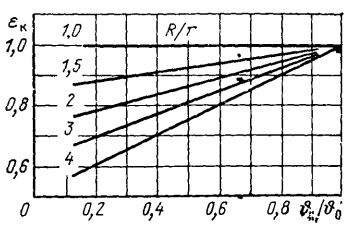


Рис. 2.4. Зависимость $\varepsilon_к=\varphi(\vartheta_к/\vartheta_0; R/r)$ для круглого ребра

2.2. На плоской алюминиевой стенке холодильной камеры размером 500×200 мм расположено 20 ребер толщиной 2 мм и высотой 30 мм. Ребра расположены вдоль стенки на всю длину 500 мм. Температура у основания ребра $t_0=50$ °С, температура окружающей среды $t_{ж2}=10$ °С. Коэффициент теплоотдачи от поверхности ребер (и от поверхности стенки между ребрами) к окружающей среде принять $\alpha_2=7$ Вт/(м²·К). Найти температуру на конце ребра и теплоту, отдаваемую ребристой стенкой и стенкой при отсутствии ребер.

2.3. Медное ребро постоянного сечения на плоской стенке имеет толщину 3 мм, высоту 40 мм и длину 1 м. Измерения показали: тем-

пература у основания $t_0=60\,°C$, а на конце ребра $t_к=59{,}5\,°C$. Окружающий воздух находится при температуре 20 °С. Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности ребра.

2.4. Используя условие задачи 2.3, определить тепловой поток, передаваемый в окружающую среду четырьмя боковыми оребренными стенками холодильника. Каждая стенка размером $1\times0{,}8$ м имеет 40 ребер. Найти также тепловой поток, который переходил бы в окружающую среду от неоребренных стенок, если считать коэффициенты теплоотдачи от ребер и от поверхности стенки между ребрами одинаковыми.

2.5. Для измерения температуры воздуха в резервуаре (рис. 2.5) ртутный термометр вставляется в круглую стальную гильзу, заполненную маслом. Гильза имеет следующие размеры: длина $l=130$ мм, толщина $\delta=1{,}5$ мм. Из-за отвода теплоты по гильзе термометр показывает не истинную температуру воздуха в резервуаре, а температуру конца гильзы, равную 80 °С. От воздуха в резервуаре к гильзе теплота передается с коэффициентом теплоотдачи, равным 18 Вт/(м²·К). У основания гильзы температура стенки $t_0=35\,°C$. Найти действительную температуру воздуха в резервуаре $t_д$ и ошибку Δt в измерении температуры термометром.

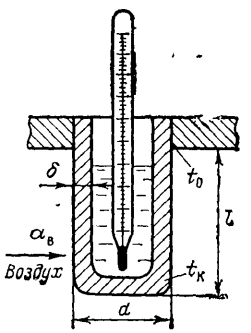


Рис. 2.5. К задаче 2.5

2.6. Используя условие задачи 2.5, установить, какова будет ошибка Δt в измерении действительной температуры: 1) если стальная гильза заменяется на гильзу: а) из латуни; б) из нержавеющей стали; 2) если более тщательно изолируется воздухопровод возле термометра, что приводит к увеличению температуры стенки у основания стальной гильзы до $t_0=60\,°C$. Построить графики зависимости ошибок измерений Δt от теплопроводности материала гильзы и температуры у основания гильзы t_0.

2.7. Нагреватель выполнен в виде алюминиевой трубы диаметром 60×3 мм и длиной 1,5 м. Внутри трубы движется вода со средней температурой 90 °С, коэффициент теплоотдачи от воды к стенке 310 Вт/(м²·К). Труба снаружи имеет круглые ребра с постоянной толщиной 2 мм и диаметром 160 мм. На одном метре длины трубы расположено 50 ребер. Окружающий трубу воздух имеет температуру 10 °С, а коэффициент теплоотдачи от оребренной поверхности трубы к воздуху 10 Вт/(м²·К). Определить тепловой поток, передаваемый от воды к воздуху.

2.8. По условию задачи 2.7 определить передаваемый тепловой поток от воды к воздуху, если нагреватель выполнен в виде гладкой трубы без ребер. Во сколько раз уменьшится передача теплоты?

2.9. Алюминиевая труба длиной 1 м и диаметром 58×2 мм имеет поперечные круглые ребра толщиной 2 мм и диаметром 120 мм при шаге ребер 13 мм. Внутри трубы движется вода со скоростью 1,5 м/с при средней температуре 70 °С. Ребристые трубы собраны в шахматный пучок, который снаружи омывается поперечным потоком воздуха со скоростью в узком сечении 14 м/с и средней температурой 40 °С. Определить коэффициент теплопередачи для оребренной трубы (использовать формулы гл. 6).

2.10. Воздух в холодильной камере отдает теплоту охлаждающему устройству из горизонтальных труб с наружным диаметром 14 мм. Температура воздуха в камере —5 °С, температура наружной поверхности трубы —10 °С. Во сколько раз возрастет тепловой поток от воздуха к трубам, если трубы оребрить поперечными круглыми латунными ребрами с постоянной толщиной 1 мм. Диаметр ребер 38 мм, шаг 12,5 мм. Средний коэффициент теплоотдачи к ребристой поверхности трубы принять 6 Вт/(м²·К).

2.11. Охладитель масла сделан из трех латунных труб диаметром 30×1 мм и длиной 500 мм каждая. Внутри труб движется масло со средней температурой 80 °С. Снаружи на каждой трубе расположены 40 круглых ребер с постоянной толщиной 1 мм и диаметром 50 мм, которые обдуваются воздухом, имеющим температуру 15 °С. Коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха 22, со стороны масла 42 Вт/(м²·К). Определить коэффициент теплопередачи и тепловой поток через оребренные трубы.

2.12. Во сколько раз уменьшится тепловой поток, передаваемый от масла к воздуху, если в условиях задачи 2.11 трубы охладителя будут без оребрения? Определить температуру на конце ребра, если принять, что у основания ребра $t_0=79$ °С.

2.13. Определить тепловой поток, передаваемый круглым ребром окружающему воздуху, имеющему температуру 5 °С. Диаметр ребра 150 мм, толщина 2 мм, шаг 10 мм. Ребро находится на трубе диаметром 80×3 мм. Материал — медь. В трубе движется жидкость со средней температурой 130 °С. Коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости 170, со стороны воздуха 8 Вт/(м²·К).

2.14. Проанализировать зависимость теплового потока, передаваемого через оребренную поверхность к воздуху, от эффективной высоты ребра по условию задачи 2.13. Для анализа принять наружный диаметр трубы равным 20, 50, 120 мм, остальные условия оставить без изменений. Построить график зависимости $Q=f(h_{эф})$.

2.15. Во сколько раз увеличится отдаваемый тепловой поток, если на поверхности площадью 800×800 мм разместить 24 ребра прямоугольного сечения высотой 35 мм, толщиной 5 мм. Материал — латунь, температура окружающей среды 10 °С, температура поверхности у основания ребра 70 °С. Принять коэффициент теплоотдачи от гладкой и ребристой поверхностей 8 Вт/(м²·К).

Глава третья

ТЕПЛООБМЕН С УЧЕТОМ ВНУТРЕННИХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ

В определенных условиях в телах могут происходить процессы с выделением (поглощением) теплоты, например джоулево нагревание электропроводника, химические экзо- и эндотермические реакции, ядерные процессы в тепловыделяющих элементах (твэлах) реактора и т. п. Эти процессы характеризуются мощностью внутренних источников теплоты или интенсивностью объемного тепловыделения q_v, Вт/м^3.

3.1. Однородная неограниченная пластина

Для плоской пластины (λ=const), равномерно охлаждаемой с обеих сторон (рис. 3.1), задана температура поверхности $t_{пов}$.

Одномерное температурное поле в пластине толщиной 2δ

$$t = t_{пов} + \frac{q_v}{2\lambda}(\delta^2 - x^2), \qquad (3.1)$$

где $0 \leqslant x \leqslant \delta$.

В формуле (3.1) при $x=0$ температура в середине толщины пластины

$$t_{сер} = t_{пов} + q_v\delta^2/2\lambda. \qquad (3.2)$$

Учитывая зависимость $\lambda_t = \lambda_0(1+bt)$ в условиях больших перепадов температур, температурное поле в пластине можно рассчитать по формуле

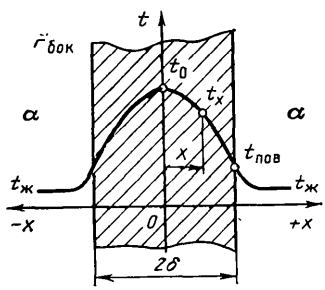


Рис. 3.1. Температурный график в пластине с учетом внутренних источников теплоты

$$t = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(t_{сер} + \frac{1}{b}\right)^2 - \frac{q_v x^2}{\lambda_0 b}}. \qquad (3.3)$$

Для плоской пластины (λ=const), равномерно охлаждаемой с обеих сторон, заданы температура среды $t_ж$ и коэффициент теплоотдачи α.

Одномерное температурное поле в пластине

$$t = t_ж + q_v\frac{\delta}{\alpha} + q_v\frac{(\delta^2 - x^2)}{2\lambda}, \qquad (3.4)$$

где $0 \leqslant x \leqslant \delta$.

В формуле (3.4):

при $x=\delta$ температура на поверхности пластины

$$t_{пов} = t_ж + q_v\frac{\delta}{\alpha} \qquad (3.5)$$

при $x=0$ температура в середине толщины пластины

$$t_{\text{сер}} = t_{\text{ж}} + q_v\delta\left(\frac{1}{\alpha}+\frac{\delta}{2\lambda}\right). \tag{3.6}$$

Мощность внутренних источников теплоты для пластины определяется по формулам

$$q_v = \frac{2\lambda}{\delta^2}(t_{\text{сер}} - t_{\text{пов}}); \tag{3.7}$$

$$q_v = \frac{\alpha}{\delta}(t_{\text{пов}} - t_{\text{ж}}); \tag{3.8}$$

$$q_v = (t_{\text{сер}} - t_{\text{ж}}) \Big/ \left(\frac{\delta}{\alpha}+\frac{\delta^2}{2\lambda}\right). \tag{3.9}$$

Связь между объемной q_v и поверхностной q_F плотностями тепловыделения используется при определении теплового потока на боковых поверхностях пластины

$$Q = q_F \cdot 2F_{\text{бок}} = q_v F_{\text{бок}} \cdot 2\delta; \quad q_F = q_v\delta. \tag{3.10}$$

3.2. Цилиндрический стержень

Для бесконечного стержня (λ=const) задана температура на оси $t_{\text{оси}}$

Температурное поле в стержне диаметром d_0

$$t = t_{\text{оси}} - q_v d_x^2/16\lambda, \tag{3.11}$$

где $0 \leqslant d_x \leqslant d_0$.

В формуле (3.8) при $d_x = d_0$ температура на поверхности стержня

$$t_{\text{пов}} = t_{\text{оси}} - q_v d_0^2/16\lambda. \tag{3.12}$$

С учетом зависимости $\lambda_t = \lambda_0(1+bt)$ температурное поле в стержне

$$t = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b}+t_{\text{оси}}\right)^2 - \frac{q_v d_x^2}{8\lambda_0 b}}. \tag{3.13}$$

Для стержня (λ=const), равномерно охлаждаемого средой, заданы ее температура $t_{\text{ж}}$ и коэффициент теплоотдачи α.

Температурное поле в стержне

$$t = t_{\text{ж}} + q_v\frac{d_0}{4\alpha} + q_v\frac{d_0^2 - d_x^2}{16\lambda}. \tag{3.14}$$

В формуле (3.14)
при $d_x = 0$ температура на оси стержня

$$t_{\text{осн}} = t_{\text{ж}} + q_v d_0\left(\frac{1}{4\alpha}+\frac{1}{16\lambda}\right); \tag{3.15}$$

при $d_x = d_0$ температура на поверхности стержня

$$t_{пов} = t_ж + q_v \frac{d_0}{4\alpha}. \qquad (3.16)$$

Мощность внутренних источников теплоты для стержня

$$q_v = \frac{16\lambda}{d_0^2}(t_{оси} - t_{пов}); \qquad (3.17)$$

$$q_v = \frac{4\alpha}{d_0}(t_{пов} - t_ж); \qquad (3.18)$$

$$q_v = (t_{оси} - t_ж) \Big/ \left(\frac{d_0}{4\alpha} + \frac{d_0^2}{16\lambda}\right). \qquad (3.19)$$

3.3. Цилиндрическая труба

Теплота отводится через *внешнюю* поверхность трубы. Температурное поле в стенке трубы с внутренним радиусом r_1 и внешним r_2

$$t = t_1 - \frac{q_v r_1^2}{4\lambda}\left[\left(\frac{r_x}{r_1}\right)^2 - 2\ln\frac{r_x}{r_1} - 1\right], \qquad (3.20)$$

где $r_1 \leqslant r_x \leqslant r_2$, t_1 — температура на внутренней теплоизолированной поверхности трубы.

Подставляя в формулу (3.20) $r_x = r_2$, можно получить расчетное выражение для перепада температуры в стенке

$$t_1 - t_2 = \frac{q_v}{4\lambda}(r_2^2 - r_1^2)\left(1 - \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}\ln\frac{r_2}{r_1}\right) \qquad (3.21)$$

и формулу для линейной плотности теплового потока

$$q_l = q_v\pi(r_2^2 - r_1^2) = 4\pi\lambda(t_1 - t_2) \Big/ \left(1 - \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}\ln\frac{r_2}{r_1}\right), \qquad (3.22)$$

где t_2 — температура на внешней поверхности трубы

Теплота отводится через *внутреннюю* поверхность трубы

Температурное поле в стенке трубы

$$t = t_2 - \frac{q_v r_2^2}{4\lambda}\left[2\ln\frac{r_2}{r_1} + \left(\frac{r_x}{r_2}\right)^2 - 1\right]. \qquad (3.23)$$

Перепад температур в стенке

$$t_2 - t_1 = \frac{q_v}{4\lambda}(r_2^2 - r_1^2)\left(\frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}\ln\frac{r_2}{r_1} - 1\right). \qquad (3.24)$$

Линейная плотность теплового потока

$$q_l = 4\pi\lambda(t_2 - t_1) \Big/ \left(\frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln\frac{r_2}{r_1} - 1\right). \qquad (3.25)$$

Теплота отводится через обе поверхности трубы.

Перепад температур в стенке

$$t_1 - t_2 = \frac{q_v r_0^2}{4\lambda}\left[\left(\frac{r_2}{r_0}\right)^2 - \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 + 2\ln\frac{r_0}{r_2} - 2\ln\frac{r_0}{r_1}\right], \qquad (3.26)$$

где r_0 — радиус поверхности, которая имеет наибольшую температуру t_0, $r_1 < r_0 < r_2$.

Этот радиус определяется из зависимости

$$r_0^2 = [q_v(r_2^2 - r_1^2) - 4\lambda(t_1 - t_2)] \Big/ 2q_v \ln\frac{r_2}{r_1}. \qquad (3.27)$$

Наибольшую температуру в стенке трубы можно найти по выражению

$$\left.\begin{aligned} t_0 &= t_2 + \frac{q_v r_0^2}{4\lambda}\left[\left(\frac{r_2}{r_0}\right)^2 - 2\ln\frac{r_2}{r_0} - 1\right], \\ \text{или} \quad t_0 &= t_1 + \frac{q_v r_0^2}{4\lambda}\left[\left(\frac{r_1}{r_0}\right)^2 + 2\ln\frac{r_0}{r_1} - 1\right]. \end{aligned}\right\} \qquad (3.28)$$

3.4. Теплообмен в условиях электрического нагрева

При прохождении электрического тока по проводнику цилиндрической формы диаметром d_0 и длиной l температуры рассчитываются по формулам (3.12) и (3.15), в которых q_v выражается через электрические параметры: I — силу тока, А; U — напряжение, В; $R_{эл}$ — электрическое сопротивление проводника, Ом:

$$Q = IU = I^2 R_{эл} = U^2 R_{эл}^{-1} = q_v \frac{\pi d_0^2}{4} l, \qquad (3.29)$$

где $R_{эл} = \rho_{эл} l / f$; $f = \pi d_0^2/4$; $\rho_{эл}$ — удельное электрическое сопротивление материала проводника, Ом·м.

3.5. Задачи

3.1. Труба из стали диаметром 8×0,2 мм включена торцами в электрическую цепь и нагревается постоянным током силой 25 А. Найти мощность внутренних источников теплоты, если удельное электрическое сопротивление трубы принять постоянным и равным $0{,}9 \cdot 10^{-6}$ Ом·м.

3.2. Тепловыделяющий стержень ядерного реактора имеет теплопроводность 4 Вт/(м·К) и диаметр 12 мм. Найти поверхностную плотность теплового потока для стержня и температуру на его поверхности,

если температура на оси стержня 1000 °С, а мощность внутренних источников теплоты $2 \cdot 10^8$ Вт/м^3.

3.3. Найти мощность внутренних источников теплоты и температуру на поверхности тепловыделяющего элемента ядерного реактора, если диаметр твэла 10 мм, температура на его оси 1150 °С, теплопроводность материала твэла 3,5 Вт/(м·К). Твэл охлаждается в среде, температура которой 430 °С; коэффициент теплоотдачи равен $25 \cdot 10^3$ Вт/(м^2·К).

3.4. Нагреватель выполнен в виде ленты из константана сечением 7×1 мм и длиной 600 мм. По нему проходит электрический ток силой 15 А, падение напряжения на концах ленты 120 В. Определить температуры поверхности ленты и середины по ее толщине, если температура окружающей среды 80 °С, а коэффициент теплоотдачи на поверхности ленты 800 Вт/(м^2·К).

3.5. Медная шина прямоугольного сечения 30×3 мм находится под током 300 А. По условиям эксплуатации максимально допустимая температура шины не должна превышать 75 °С при температуре окружающего воздуха 20 °С. Определить мощность внутренних источников теплоты, температуру на поверхности шины и коэффициент теплоотдачи от поверхности шины к воздуху при обеспечении заданных условий эксплуатации. Принять удельное электрическое сопротивление меди $1{,}62 \cdot 10^{-8}$ Ом·м.

3.6. По нихромовому стержню диаметром 5 мм и длиной 400 мм проходит электрический ток при падении напряжения 10 В. Стержень опущен в кипящую воду, находящуюся под давлением $6{,}18 \cdot 10^5$ Па. От стержня к воде коэффициент теплоотдачи 38 000 Вт/(м^2·К). Найти мощность внутренних источников теплоты, плотность теплового потока на 1 м^2 поверхности и на единицу длины стержня, температуры на поверхности и на оси стержня. Принять для нихрома теплопроводность 15 Вт/(м·К) и удельное электросопротивление $1{,}2 \cdot 10^{-6}$ Ом·м.

3.7. Нагревательный элемент выполнен в виде угольной пластины размером $10 \times 70 \times 900$ мм, коэффициент теплопроводности равен 5 Вт/(м·К). К противоположным малым граням приложено напряжение 12 В, пластина равномерно разогрелась и на ее поверхности температура стала 760 °С. Найти температуру в центре пластины, если удельное электросопротивление материала равно $31{,}1 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. Принять, что теплота из пластины отводится только через большие грани, а температура в пластине изменяется по нормали к большим граням.

3.8. По титановому стержню диаметром 25 мм и длиной 600 мм проходит электроток силой 15 А и напряжением 36 В. Измерение температуры поверхности стержня показало 216 °С. Найти температуры в стержне на радиусах 5 и 10 мм.

3.9. Электропровод диаметром d покрыт изоляцией толщиной δ. По проводу проходит ток силой I. Температура окружающего воздуха $t_в$, а коэффициент теплоотдачи к воздуху α. Найти температуры на поверхности провода и изоляции, мощность внутренних источников теп-

лоты. Удельное электросопротивление алюминия $2{,}62 \cdot 10^{-8}$ Ом·м, меди $1{,}62 \cdot 10^{-8}$ Ом·м. Данные для решения взять из таблицы.

3.10. Стальная труба диаметром 6×0,2 мм включена в электрическую цепь. Удельное электросопротивление стали $0{,}82 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. По трубе пропускается ток силой 250 А, выделяемая теплота отводится через внутреннюю поверхность трубы. Определить мощность внутренних источников теплоты и перепад температур в стенке трубы.

Таблица к задаче 3.9

Вариант	Материал провода	d, мм	α, Вт/(м²·К)	Вариант	Материал изоляции	δ, мм	$t_в$, °С	I, А
1	Алюминий	2,0	10	а	Резина	1,0	20	8
2	Медь	0,5	6	б	Винипласт	1,5	10	6
3	Алюминий	1,0	15	в	Полиэтилен	2,0	5	3
4	Медь	1,0	11	г	Резина	2,0	12	4
5	Алюминий	3,0	8	д	Винипласт	1,0	16	8
6	Медь	5,0	14	е	Полиэтилен	1,0	0	15
7	Алюминий	0,5	16	ж	Резина	1,5	8	11
8	Медь	2,5	12	з	Винипласт	0,5	6	7

3.11. Из нержавеющей стали сделана труба длиной 0,4 м и диаметром 10×0,3 мм. Она включена в электрическую цепь. Вычислить силу тока, пропускаемого по трубе, если от внешней поверхности трубы отводится тепловой поток 0,9 кВт, а также перепад температур в стенке трубы. Удельное электрическое сопротивление материала трубы $0{,}85 \cdot 10^{-6}$ Ом·м.

Глава четвертая

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

Нестационарная теплопроводность характеризуется изменением температурного поля тела во времени и связана с изменением энтальпии тела при его нагреве или охлаждении. Безразмерная температура тела Θ определяется с помощью числа Био $\mathrm{Bi}=\alpha l/\lambda$, числа Фурье $\mathrm{Fo}=a\tau/l^2$ и безразмерной координаты, обозначаемой для пластины $X=x/\delta$, а для цилиндра $R=r/r_0$. Охлаждение (нагревание) тел происходит в среде с постоянной температурой $t_ж$, при постоянном коэффициенте теплоотдачи α; λ и a — теплопроводность и температуропроводность материала тела, l — характерный размер тела ($l=\delta$ для пластины, $l=r_0$ для цилиндра), x и r — текущие координаты соответственно для пластины и цилиндра.

4.1. Тела с одномерным температурным полем

Пластина толщиной 2δ. Безразмерная температура пластины

$$\Theta=(t-t_{ж})/(t_0-t_{ж})=f(\mathrm{Bi};\ \mathrm{Fo};\ X)=f(\alpha\delta/\lambda;\ a\tau/\delta^2;\ x/\delta), \quad (4.1)$$

где t — температура в пластине для момента времени τ в точке с координатой x; t_0 — температура пластины в начальный момент времени.

Если $\mathrm{Fo}\geqslant 0{,}3$, то температура на поверхности пластины ($X=1$)

$$\Theta_{пов}=(t_{пов}-t_{ж})/(t_0-t_{ж})=P\exp(-\mu_1^2\mathrm{Fo}); \quad (4.2)$$

температура на середине толщины пластины ($X=0$)

$$\Theta_{сер}=\frac{t_{сер}-t_{ж}}{t_0-t_{ж}}=N\exp(-\mu_1^2\,\mathrm{Fo}); \quad (4.3)$$

температура внутри пластины на расстоянии x от ее средней плоскости

$$\Theta_x=N\cos\left(\mu_1\frac{x}{\delta}\right)\exp(-\mu_1^2\,\mathrm{Fo}), \quad (4.4)$$

где P, N, μ_1, μ_1^2 определяются по табл. 5 приложения для пластины в зависимости от числа Bi.

Температура $\Theta_{пов}$ и $\Theta_{сер}$ можно определить по графикам рис. П.1 и П.2 по известным числам Bi и Fo.

Цилиндр радиусом r_0. Безразмерная температура цилиндра

$$\Theta=(t-t_{ж})/(t_0-t_{ж})=\varphi\ (\mathrm{Bi},\ \mathrm{Fo},\ R)=\varphi(\alpha r_0/\lambda;\ a\tau/r_0^2;\ r_x/r_0), \quad (4.5)$$

где t — искомая температура в цилиндре для радиуса r_x и времени τ, $0\leqslant r_x\leqslant r_0$.

Если $\mathrm{Fo}\geqslant 0{,}3$, то температура на поверхности цилиндра ($R=1$)

$$\Theta_{пов}=(t_{пов}-t_{ж})/(t_0-t_{ж})=P_0\exp(-\mu_1^2\mathrm{Fo}); \quad (4.6)$$

температура на оси цилиндра ($R=0$)

$$\Theta_{оси}=t_{оси}-t_{ж}/(t_0-t_{ж})=N_0\exp(-\mu_1^2\mathrm{Fo}); \quad (4.7)$$

температура внутри цилиндра для радиуса r_x

$$\Theta_r=N_0J_0(\mu_1r_x/r_0)\exp(-\mu_1^2\mathrm{Fo}), \quad (4.8)$$

где P_0, N_0, μ_1, μ_1^2 определяются по табл. 6 приложения для цилиндра в зависимости от числа Bi; $J_0(\mu_1r_x/r_0)$ — функция Бесселя первого рода нулевого порядка (табл. 19 приложения).

Температуры $\Theta_{пов}$ и $\Theta_{оси}$ можно определить по графикам рис. П.3 и П.4 Приложения по известным числам Bi и Fo.

4.2. Тела конечных размеров

Температура определяется на основе теоремы о перемножении решений: безразмерная температура тела конечных размеров при нагревании (охлаждении) равна произведению безразмерных температур тел

с бесконечным размером, при пересечении которых образовано данное конечное тело.

Цилиндр длиной 2δ и радиусом r_0 (рис. 4.1). Он образован пересечением бесконечной пластины толщиной 2δ и бесконечного цилиндра радиусом r_0.

Безразмерная температуры стержня $\Theta=\Theta_\delta\Theta_r=(t-t_ж)/(t_0-t_ж)$ равна

$$\theta = \theta_\delta\theta_r = \Phi_1\left(\frac{a\delta}{\lambda};\ \frac{a\tau}{\delta^2};\ \frac{x}{\delta}\right)\Phi_2\left(\frac{ar_0}{\lambda};\ \frac{a\tau}{r_0^2};\ \frac{r_x}{r_0}\right), \qquad (4.9)$$

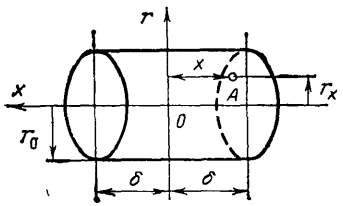


Рис. 4.1. Цилиндрический стержень длиной $l=2\delta$ и радиусом r_0

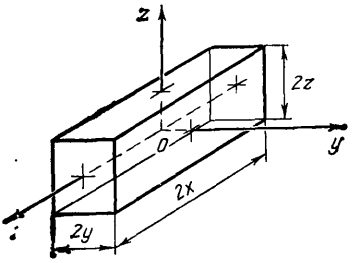


Рис. 4.2. Параллелепипед со сторонами 2x, 2y, 2z

где Θ_δ (или функция Φ_1) при $Fo\geqslant 0{,}3$ определяется по формулам (4.1)—(4.3) и графикам рис. П.1 и П.2 приложения для бесконечной пластины толщиной 2δ; Θ_r (или функция Φ_2) при $Fo\geqslant 0{,}3$ определяется по формулам (4.5)—(4.7) и графикам рис. П.3 и П.4 приложения для бесконечного цилиндрического стержня радиусом r_0.

При $Fo\geqslant 0{,}3$ безразмерная температура внутри цилиндрического стержня в точке с координатами x и r_x будет определяться аналогично, но Θ_δ рассчитывается по формуле (4.4), а Θ_r — по формуле (4.8) с использованием табл. 5 и 6 приложения.

Параллелепипед со сторонами $2\delta_x$, $2\delta_y$, $2\delta_z$ (рис. 4 2) Безразмерная температура $\theta = \theta_x\theta_y\theta_z = \dfrac{t-t_ж}{t_0-t_ж}$ или

$$\theta = F_1\left(\frac{a\delta_x}{\lambda};\ \frac{a\tau}{\delta_x^2};\ \frac{x}{\delta_x}\right)F_2\left(\frac{a\delta_y}{\lambda};\ \frac{a\tau}{\delta_y^2};\ \frac{y}{\delta_y}\right)\times$$

$$\times F_3\left(\frac{a\delta_z}{\lambda};\ \frac{a\tau}{\delta_z^2};\ \frac{z}{\delta_z}\right). \qquad (4.10)$$

Функции F_1, F_2, F_3 определяются по формулам (4.1)—(4.4), по табл. 5 и по графикам рис. П.1 и П.2 приложения для бесконечной пластины с учетом места расположения интересующей нас точки в параллелепипеде.

4.3. Расчет отданной (воспринятой) телом теплоты

Количество теплоты Q_τ, Дж, отданной (воспринятой) телом за время τ в процессе охлаждения (нагревания), равно

$$Q_\tau = Q_0(1 - \bar{\Theta}), \tag{4.11}$$

где Q_0 — количество теплоты, переданной за время полного охлаждения (нагревания), Дж; $\bar{\Theta}$ — средняя по объему безразмерная температура тела в момент времени τ.

Для пластины толщиной 2δ и площадью поверхности F теплота, переданная за время полного охлаждения, равна

$$Q_0 = mc(t_0 - t_ж) = 2\delta F\rho c(t_0 - t_ж), \tag{4.12}$$

где m — масса пластины, кг; c — теплоемкость материала пластины, Дж/(кг·К); ρ — его плотность, кг/м³.

Средняя по объему безразмерная температура пластины в момент времени τ при $Fo \geqslant 0{,}3$

$$\bar{\Theta} = \frac{2\,Bi^2}{\mu_1^2(\mu_1^2 + Bi^2 + Bi)} \exp(-\mu_1^2 Fo). \tag{4.13}$$

Для цилиндра радиусом r_0 и длиной l теплота, отданная за время полного охлаждения, равна

$$Q_0 = \pi r_0^2 l\rho c(t_0 - t_ж). \tag{4.14}$$

Средняя по объему безразмерная температура цилиндра в момент времени τ при $Fo \geqslant 0{,}3$ равна

$$\bar{\Theta} = \frac{4Bi^2}{\mu_1^2(\mu_1^2 + Bi^2)} \exp(-\mu_1^2 Fo). \tag{4.15}$$

Средняя безразмерная температура цилиндра конечной длины

$$\bar{\Theta} = \bar{\Theta}_\delta \bar{\Theta}_r = f_1(Bi_\delta, Fo_\delta) f_2(Bi_r, Fo_l), \tag{4.16}$$

где функция f_1 определяется по формуле (4.13), а f_2 — по (4.15).

Для параллелепипеда со сторонами $2\delta_x$, $2\delta_y$, $2\delta_z$ (рис. 4.2) теплота, отданная за время полного охлаждения, равна

$$Q_0 = 8\delta_x\delta_y\delta_z\rho c(t_0 - t_ж). \tag{4.17}$$

Средняя безразмерная температура параллелепипеда

$$\bar{\Theta} = \bar{\Theta}_x\bar{\Theta}_y\bar{\Theta}_z = f_1(Bi_x, Fo_x) f_2(Bi_y; Fo_y) f_3(Bi_z; Fo_z), \tag{4.18}$$

где функции f_1, f_2, f_3 определяются по формуле (4.13).

Если $Fo < 0{,}3$, то для вычисления $\bar{\Theta}$ используется ряд, члены которого определяются формулами типа (4.13), (4.15), причем величины μ_1, μ_2, ..., μ_n определяются по таблицам, приведенным, например, в [12].

4.4. Регулярный режим охлаждения (нагревания) тел

Теорию регулярного режима разработал Г. М. Кондратьев. Процесс охлаждения тела в среде с постоянной температурой $t_ж$ и постоянным коэффициентом теплоотдачи α можно разделить на три режима:

1) *неупорядоченный* — на процесс влияет начальное распределение температуры в теле;

2) *регулярный* — в любой точке тела относительная скорость изменения температуры, называемая темпом охлаждения (нагревания), остается постоянной и не зависит от времени;

3) *стационарный* — температура во всех точках тела равна температуре среды (тепловое равновесие).

В регулярном режиме темп охлаждения (нагревания), m, $с^{-1}$, определенный по двум моментам времени τ_1 и τ_2, равен

$$m = \frac{\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2}{\tau_2 - \tau_1} = \text{const}, \qquad (4.19)$$

где $\vartheta_1 = t_1 - t_ж$ и $\vartheta_2 = t_2 - t_ж$ — избыточные температуры в любой точке тела в моменты времени τ_1 и τ_2.

Темп охлаждения m зависит от физических свойств тела, его размеров и формы, коэффициента теплоотдачи и не зависит от времени и координат.

Первая теорема Г. М. Кондратьева для регулярного режима выражается формулой

$$m = \psi \frac{\alpha F}{\rho c V}, \qquad (4.20)$$

где F и V — площадь поверхности и объем тела; ψ — коэффициент неравномерности распределения температуры в теле, определяемый следующим образом:

$$\psi = (B^2 + 1{,}44B + 1)^{-0{,}5}, \qquad (4.21)$$

где $B = \frac{\alpha}{\lambda} \frac{FK}{V}$ — модифицированная форма числа Bi; K — коэффициент формы тела, $м^2$.

Коэффициент ψ зависит от условий процесса на поверхности тела: при $Bi < 0{,}1$ $\psi = 1$ (температуры, усредненные по поверхности и объему тела, одинаковы), при $Bi > 100$ $\psi = 0$ (температура поверхности тела равна температуре среды).

Вторая теорема Г. М. Кондратьева: при высокой интенсивности теплоотдачи темп охлаждения пропорционален коэффициенту температуропроводности материала тела a, $м^2/с$:

$$m = K^{-1} a \qquad (4.22)$$

Коэффициент формы K различных тел:

для шара радиусом r_0

$$K = 0{,}101 r_0^2; \qquad (4.23)$$

для цилиндра длиной l и радиусом r_0

$$K = \left[\left(\frac{2{,}405}{r_0}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{l}\right)^2\right]^{-1}; \qquad (4.24)$$

для параллелепипеда со сторонами a, b, c

$$K = \left[\left(\frac{\pi}{a}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{b}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{c}\right)^2\right]^{-1}. \qquad (4.25)$$

4.5. Задачи

4.1. Вермикулитовая плита толщиной 30 мм, имеющая начальную температуру 150 °С, охлаждается в среде, температура которой постоянна и равна 10 °С. Найти температуры в середине толщины плиты, на ее поверхности и на расстоянии 5 мм от поверхности через 0,5 и 1 ч после начала охлаждения. Принять коэффициент температуропроводности $8{,}2 \cdot 10^{-8}$ м²/с и коэффициент теплоотдачи 60 Вт/(м²·К). Построить график распределения температур в плите.

4.2. Стальной лист толщиной 30 мм [теплоемкость 0,42 кДж/(кг·К), плотность 7900 кг/м³] нагрет до 400 °С и охлаждается в воздухе с температурой 10 °С при коэффициенте теплоотдачи 20 Вт/(м²·К). Через сколько часов температура листа на поверхности будет на 11 °С отличаться от температуры воздуха? Сколько теплоты будет отдано с 1 м² листа за время охлаждения?

4.3. Стенка камеры сгорания толщиной 5 мм в начальный моменг имеет температуру 20 °С. Затем с одной стороны (другая поверхность стенки теплоизолирована) стенка стала омываться потоком газа с температурой 2000 °С и коэффициентом теплоотдачи 700 Вт/(м²·К). Считая тепловой поток нормальным к стенке, найти температуры на обеих поверхностях стенки через 20 и 60 с после начала обогрева стенки. Принять для материала стенки теплопроводность 0,35 Вт/(м·К), теплоемкость 1,47 кДж/(кг·К), плотность 1400 кг/м³. Лучистый теплообмен не учитывать.

4.4. Колонна радиусом 0,15 м из бетона с начальной температурой 30 °С охлаждается в воздухе с постоянной температурой —20 °С, коэффициент теплоотдачи равен 4,3 Вт/(м²·К). Найти температуры на поверхности, на оси колонны и на радиусе 10 см через 6 и 12 ч после начала охлаждения. Принять для бетона плотность 1700 кг/м³, теплоемкость 0,7 кДж/(кг·К). Определить количество теплоты, которая будет отдана воздуху 1 м длины колонны за 6 ч процесса охлаждения.

4.5. Труба с водой находится в среде с температурой 13,3 °С. Внезапно температура среды понижается до —20 °С. Подсчитать, через сколько времени вода в трубе начнет замерзать, если диаметр трубы 400×20 мм; теплопроводность материала трубы 100 Вт/(м·К), удельная теплоемкость 0,5 кДж/(кг·К) и плотность 8900 кг/м³. Коэффи-

циент теплоотдачи от трубы к среде 50 Вт/(м²·К). Условно рассмотреть как случай бесконечного сплошного цилиндра при Fo>0,3.

4.6. Вал диаметром 0,21 м и длиной 0,36 м первоначально имеет температуру 20 °С и нагревается в печи, где температура 900 °С, а коэффициент теплоотдачи 134 Вт/(м²·К). Теплоемкость материала вала 0,4 кДж(/кг·К), плотность 6500 кг/м³, теплопроводность 20 Вт/(м·К). Найти с помощью графиков температуру через 1,2 ч после начала нагрева: а) в центре торца вала, б) в центре вала, в) на поверхности вала в середине его длины, г) на окружности торца. Определить количество теплоты, которая будет передана валу в печи за время нагрева.

4.7. По условию задачи 4.6 найти температуры в центре вала и на окружности торца, если увеличить диаметр и длину вала в 2 раза, оставив все другие условия без изменения.

4.8. Вал диаметром 140 мм с температурой 27 °С поместили в нагреватель, где температура постоянна и равна 860 °С. Процесс нагрева длился до получения на поверхности вала температуры 520 °С. Найти время нагрева и температуру на оси вала, если теплопроводность материала вала 38 Вт/(м·К), температуропроводность $6{,}94\cdot10^{-6}$ м²/с, а коэффициент теплоотдачи 163 Вт/(м²·К).

4.9. Для детали цилиндрической формы найти температуру в точках с координатами: а) $r=0$, $x=0$; б) $r=0$, $x=\delta$; в) $r=r_0$, $x=0$; г) $r=r_0$, $x=\delta$ через 40 мин после начала нагрева ее в печи, где газы имеют температуру 640 °С и коэффициент теплоотдачи 138 Вт/(м²·К). Диаметр детали 0,24 м, длина 0,4 м, начальная температура 15 °С. Материал детали имеет теплоемкость 0,32 кДж/(кг·К), плотность 6000 кг/м³, теплопроводность 23 Вт/(м·К).

4.10. Брусок металла размером 400×600×700 мм с начальной температурой 30 °С [теплопроводность 35 Вт/(м·К), коэффициент температуропроводности $6{,}25\cdot10^{-6}$ м²/с] разогревается в печи, где температура 1200 °С и коэффициент теплоотдачи 175 Вт/(м²·К). Найти температуру в центре бруска через 2 ч после начала нагрева. Каковы при этом будут температуры в центре каждой грани?

4.11. В экспериментальной установке для определения коэффициента температуропроводности сыпучего материала методом регулярного режима материал находится в цилиндрическом калориметре диаметром 50 мм и высотой 70 мм. Разность температур между материалом и охлаждающей жидкостью $\vartheta=t_м-t_ж$. Охлаждение в термостате нагретого калориметра с материалом дало следующие результаты (Bi>>100):

Время, мин . .	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\vartheta=t_м-t_ж$, °С	242	235	198	151	112	83	61	45	33	25	19

Определить коэффициент температуропроводности материала.

4.12. На основе метода регулярного режима необходимо определить теплопроводность некоторого материала. Из этого материала изготовили калориметр в виде шара диаметром 120 мм с полной теплоемкостью 28,5 Дж/К, охлаждение которого в термостате с высоким коэффициентом теплоотдачи (Bi>100) показало следующие результаты (ϑ — разность температур между калориметром и охлаждающей средой):

Время, с . . .	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18
$\vartheta = t_м - t_ж$, °С	61,5	59,7	54,6	47,9	42,1	36,6	32,1	27,9	24,5	21,5

Найти коэффициент теплопроводности материала.

Глава пятая

ТЕОРИЯ ПОДОБИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ТЕПЛОВЫМ ПРОЦЕССАМ

При экспериментальном изучении тепловых процессов принято выражать математическое описание процесса и расчетные уравнения в виде зависимостей между числами (критериями) подобия, представляющими собой безразмерные комплексы.

Уравнения подобия, выражая обобщенную зависимость между величинами, характеризующими процесс, справедливы для всех подобных между собой процессов. Первая теорема подобия: для подобных между собой процессов все одноименные числа подобия численно одинаковы, например Re=idem, Pr=idem. Согласно второй теореме подобия связь между числами подобия выражается в форме однозначной функциональной зависимости, например $Nu = f(Re, Pr, Gr, \ldots)$.

Третья теорема подобия утверждает, что условия подобия физических явлений, заключаются в подобии условий однозначности и равенстве одноименных чисел подобия, составленных из величин, входящих в эти условия.

5.1. Числа теплового и гидромеханического подобия процессов

Нуссельта число — безразмерный коэффициент теплоотдачи

$$Nu = \overline{\alpha} l/\lambda = ql/\overline{\Delta t}\lambda, \qquad (5.1)$$

где λ — теплопроводность жидкости; l — характерный линейный размер.

Средний коэффициент теплоотдачи в формуле (5.1)

$$\overline{\alpha} = Q/(\overline{\Delta t} F) = q/\overline{\Delta t}$$

относят к начальному температурному напору

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_н = t_с - t_ж', \qquad (5.2)$$

к среднеарифметическому напору

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_{\text{а}} = t_{\text{с}} - 0{,}5\,(\overline{t}_{\text{ж}}' + \overline{t}_{\text{ж}}'') \qquad (5.3)$$

или к среднелогарифмическому напору

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_{\text{л}} = (\overline{t}_{\text{ж}}'' - \overline{t}_{\text{ж}}')/\ln \frac{t_{\text{с}} - \overline{t}_{\text{ж}}'}{t_{\text{с}} - \overline{t}_{\text{ж}}''}, \qquad (5.4)$$

где $t_{\text{с}}$ — средняя температура стенки; $\overline{t}'_{\text{ж}}$ — температура набегающего потока или среднемассовая температура жидкости на входе в трубу, в теплообменник; $\overline{t}''_{\text{ж}}$ — среднемассовая температура жидкости на выходе из трубы, теплообменника.

Если $(t_{\text{с}} - \overline{t}'_{\text{ж}})/(t_{\text{с}} - \overline{t}''_{\text{ж}}) < 2$, то вместо (5.4) можно использовать (5.3), т. е.

$$\overline{\Delta t}_{\text{а}} \approx \overline{\Delta t}_{\text{л}}. \qquad (5.5)$$

Прандтля число — безразмерная характеристика теплофизических свойств жидкости

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu}{\rho a} = \frac{\mu c_p}{\lambda}, \qquad (5.6)$$

где ν и μ — кинематическая, м²/с, и динамическая, Па·с, вязкости, $\mu = \nu\rho$; ρ и c_p — плотность, кг/м³, и изобарная массовая теплоемкость, Дж/(кг·К), жидкости; $a = \lambda/(\rho c_p)$ — температуропроводность жидкости, м²/с.

Пекле число — критерий теплового подобия

$$\text{Pe} = wl/a = \text{Re}\,\text{Pr}, \qquad (5.7)$$

где Re — число Рейнольдса; w — характерная скорость потока, м/с.

Стантона число — критерий вынужденного конвективного переноса теплоты

$$\text{St} = \text{Nu}/\text{Pe} = \alpha/(\rho w c_p). \qquad (5.8)$$

Фурье число — критерий тепловой гомохронности

$$\text{Fo} = a\tau/l^2, \qquad (5.9)$$

где τ — время протекания нестационарного процесса теплопроводности

Био число — критерий краевого подобия

$$\text{Bi} = \alpha l/\lambda, \qquad (5.10)$$

где l — характерный линейный размер твердого тела; λ — теплопроводность твердого тела.

Тепловой критерий *фазового превращения*

$$\text{K}_{\Phi} = r/\Delta t c_p = r/\Delta h, \qquad (5.11)$$

где r — теплота испарения (конденсации), Дж/кг; Δt — разность температур насыщения и перегрева (переохлаждения) фазы; Δh — разность энтальпий фазы в состояниях насыщения и перегрева (переохлаждения).

Галилея число — критерий подобия полей свободного течения

$$\mathrm{Ga}=gl^3/\nu^2, \tag{5.12}$$

где g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Грасгофа число — критерий свободной тепловой конвекции

$$\mathrm{Gr}=\frac{gl^3}{\nu^2}\beta\,(t_\mathrm{c}-t_\mathrm{ж})=\mathrm{Ga}\,\beta\Delta t, \tag{5.13}$$

где β — коэффициент объемного расширения, K^{-1}; для идеальных газов $\beta=T_\mathrm{ж}^{-1}=(273+t_\mathrm{ж})^{-1}$; для капельных жидкостей приближенно $\beta\approx\approx(\rho_\mathrm{c}-\rho_\mathrm{ж})/[\rho_\mathrm{ж}(t_\mathrm{ж}-t_\mathrm{c})]$, где ρ_c и $\rho_\mathrm{ж}$ — плотности жидкости при t_c и $t_\mathrm{ж}$. Для воды β можно определить по табл. 3 приложения.

Релея число — критерий теплообмена при свободной конвекции

$$\mathrm{Ra}=\mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr}=gl^3\beta\Delta t/\nu a. \tag{5.14}$$

Фруда число — критерий гравитационного подобия, характеризует меру отношения сил инерции и тяжести в потоке:

$$\mathrm{Fr}=w^2/gl=\mathrm{Re}^2/\mathrm{Ga}. \tag{5.15}$$

Рейнольдса число — критерий режима движения жидкости

$$\mathrm{Re}=wl/\nu=wl\rho/\mu=\mathrm{Pe}/\mathrm{Pr}. \tag{5.16}$$

Эйлера число — критерий подобия полей давления

$$\mathrm{Eu}=\Delta p/(\rho w^2), \tag{5.17}$$

где Δp — перепад давления на участке движения жидкости.

Архимеда число — критерий свободной конвекции

$$\mathrm{Ar}=\frac{gl^3}{\nu^2}\,\frac{\rho_1-\rho_2}{\rho_1}=\mathrm{Ga}\,\frac{\Delta\rho}{\rho_1}, \tag{5.18}$$

где ρ_1, ρ_2 — плотности жидкости в двух точках потока.

Определяющая температура, по которой выбираются теплофизические свойства жидкости или газа, входящие в числа подобия, указывается нижним индексом возле числа подобия: «ж», «с», «п.с» — соответственно средняя температура жидкости, стенки, пограничного слоя. Например,

$$\mathrm{Nu}_\mathrm{ж}=\alpha l/\lambda_\mathrm{ж};\ \mathrm{Nu}_\mathrm{c}=\alpha l/\lambda_\mathrm{c};\ \mathrm{Nu}_\mathrm{п.c}=\alpha l/\lambda_\mathrm{п.c}.$$

Определяющий геометрический размер также может быть указан нижним индексом возле числа подобия: l и h — длина и высота поверхности, d — диаметр трубы и т. п. Например,

$$\mathrm{Re}_d=wd/\nu;\ \mathrm{Nu}_h=\alpha h/\lambda.$$

5.2. Задачи

5.1. Определить значения чисел Nu, Re, Gr, Eu, Pe для следующих условий: среда движется по трубе диаметром 24×2 мм и длиной 2 м, ее расход 50 кг/ч. На входе температура среды 80 °С, на выходе 40 °С, средняя температура стенки трубы 25 °С. Сопротивление движению

среды 400 Па. В качестве среды принять воду и воздух. Определяющие параметры — средняя температура среды и внутренний диаметр трубы.

5.2. Азот при температуре 200 °С и абсолютном давлении 10^6 Па движется в трубе со скоростью 10 м/с. Для исследования гидродинамического процесса построена уменьшенная в 4 раза модель, где движется вода с температурой 20 °С. Определить скорость воды в модели.

5.3. Температурное поле в длинном цилиндре диаметром 200 мм исследуется по истечении 30 и 60 мин с помощью модели. Теплопроводность и температуропроводность материала цилиндра 15 Вт/(м·К) и $20 \cdot 10^{-4}$ м^2/с, материала модели 4 Вт/(м·К) и $8 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. Найти диаметр модели и время, когда в модели следует измерять распределение температур. Принять коэффициент теплоотдачи для цилиндра 9,8 и для модели 35 Вт/(м^2·К).

5.4. Найти кинематическую вязкость для жидкости в модели, где изучается теплообмен при вынужденной конвекции, если коэффициент температуропроводности жидкости $0{,}8 \cdot 10^{-6}$ м^2/с. В образце в виде трубы движется воздух с температурой 180 °С и абсолютным давлением 10^5 Па.

5.5. Модель вала изготовлена из материала с теплопроводностью 27,2 Вт/(м·К), теплоемкостью 4 кДж/(кг·К) и плотностью 510 кг/м^3. Модель помещена в нагреватель. После 22,4 мин нагрева производится измерение температур в модели, по этим замерам определяется распределение температур в образце — стальном вале — после 2 ч нагрева его в печи. Стальной вал имеет диаметр 400 мм, температуропроводность $11 \cdot 10^{-6}$ м^2/с, а коэффициент теплоотдачи в печи 110 Вт/(м^2·К). Найти диаметр модели и коэффициент теплоотдачи в нагревателе.

5.6. Шар диаметром 0,4 м с температурой 600 °С должен охлаждаться в масляной ванне, где поддерживается температура 100 °С. Распределение температуры в шаре после охлаждения в течение 10 мин должно быть изучено на бетонной модели диаметром 0,6 м, которая после разогрева до 110 °С охлаждается в воздухе с температурой 10 °С. Через сколько минут следует начать измерение температур в модели? Определить соотношение температур в образце и модели в сходственных точках. Температуропроводность материала шара $13{,}3 \cdot 10^{-6}$, бетона $5{,}0 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

5.7. Для измерения расхода газа в трубопровод диаметром 270 мм поставили диафрагму. Ее размеры были определены после испытаний на модели, уменьшенной в 3 раза. Во время испытаний через модель пропускалась вода с температурой 30 °С, при расходе воды более 28 м^3/ч наблюдался автомодельный режим. Найти минимальный расход газа для автомодельного режима, а также соответствующие этому расходу скорость газа и гидравлическое сопротивление (сопротивление на модели составило 280 мм рт. ст.). Принять плотность газа 0,9 кг/м^3, кинематическую вязкость $14 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

5.8. Теплоотдача в газоходе котла исследовалась на модели в 1/4 натуральной величины. При этом были получены коэффициенты теплоотдачи при различных скоростях воздуха, представленные ниже.

α, Вт/(м²·К)	42	76	138
w, м с	4	8	16

Наружный диаметр труб модели 14 мм, на стенке трубы температура 30 °С. Воздух имел температуру 70 °С при $1{,}013 \cdot 10^5$ Па. По данным испытаний на модели получить формулу $\mathrm{Nu}_{п.сд} = C\,\mathrm{Re}^{n}_{п.сд}$ и указать пределы ее применимости по Re. Используя полученную формулу, найти для натурного газохода тепловой поток, передаваемый дымовыми газами стенкам труб, если газы движутся со скоростью 10 м/с и имеют на выходе 800 °С, на входе 1000 °С. Температура стенок труб 300 °С, поверхность нагрева 600 м². Состав дымового газа: $\overline{p}_{CO_2} = 0{,}13$, $\overline{p}_{H_2O} = 0{,}11$, $\overline{p}_{N_2} = 0{,}76$.

5.9. При изучении теплообмена на модели в условиях естественной конвекции между горизонтальной трубой с температурой $t_с$ и воздухом получены следующие данные:

$t_с$, °С	85	125	145
α, Вт/(м²·К)	9,34	10,35	10,76

Труба наружным диаметром 45 мм была помещена в воздух с температурой 20 °С. По измерениям на модели найти обобщенную зависимость в виде формулы $\mathrm{Nu}_{жд} = C\,(\mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr})^{n}_{жд}$, используя которую, определить теплоту, передаваемую за 5 ч от горизонтальной трубы диаметром 10 мм и длиной 4 м к воде с температурой 40 °С. Температура поверхности трубы равна 60 °С.

5.10. На воздушной модели котла производилось изучение теплоотдачи при вынужденной конвекции, и при различных скоростях воздуха были получены представленные ниже коэффициенты теплоотдачи:

w, м/с	2,0	3,14	4,65	8,8
α, Вт/(м²·К)	50,5	68,6	90,7	141,2

В модели средняя температура воздуха 20 °С, трубы имеют диаметр 14 мм. По данным, полученным на модели, определить значения C и n в формуле $\mathrm{Nu}_{жд} = C\,\mathrm{Re}^{n}_{жд}$. Используя полученную формулу, найти поверхность нагрева натурного котла, если скорость дымовых газов в газоходе 8 м/с, а средняя температура газов 800 °С. Трубы диаметром 80 мм имеют на поверхности температуру 300 °С. Передаваемый тепловой поток 1,2 МВт. Состав дымовых газов: $\overline{p}_{CO_2} = 0{,}13$, $\overline{p}_{H_2O} = 0{,}11$, $\overline{p}_{N_2} = 0{,}76$.

5.11. Трубчатый воздухоподогреватель должен работать при средней температуре воздуха t и скорости его движения w. Для исследования процесса течения создана модель в масштабе m, по которой дви-

жется жидкость с $t_{мод}=40^\circ$ С. Найти скорость $w_{мод}$ движения жидкости в модели. Данные для решения задачи взять из таблицы.

5.12. Для изучения процесса теплообмена при свободной конвекции среды в большом объеме около вертикальной поверхности создана экспериментальная установка в виде плиты высотой 290 мм, нагрев которой осуществлялся электрическим током. Температура воздуха вдали

Таблица к задаче 5.11

Вариант	t, °С	w, м/с	Вариант	m	Род жидкости
1	100	10	а	1/5	Вода
2	400	15	б	5/1	Трансформаторное масло
3	150	12	в	1/10	Вода
4	250	8	г	20/1	Масло МК
5	200	10	д	1/20	Вода

от плиты равна 20 °С. Во время экспериментов измерялся температурный напор между поверхностью плиты и воздухом и определялся коэффициент теплоотдачи. Экспериментальные данные приведены ниже:

$\Delta t=t_c-t_ж$, °С	20	40	60	80	100
α, Вт/(м²·К)	5,6	6,7	7,4	7,9	8,5

Определить уравнение подобия, связывающее числа подобия, характеризующие данный процесс.

Глава шестая

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ

6.1. Основные положения

Теплоотдачей называется конвективный теплообмен между твердым телом и движущейся средой (жидкостью или газом), который осуществляется совместным действием теплопроводности и конвекции при наличии температурного напора Δt между телом и средой. *Вынужденное* движение среды вызывается различного рода внешними возбудителями (насосами, вентиляторами и т. п.).

Поскольку процесс теплоотдачи связан с движением среды, выделяют два основных режима течения — *ламинарный*, при котором частицы движутся упорядоченно, слои не перемешиваются друг с другом, и *турбулентный*, когда частицы совершают неупорядоченные движения, в результате чего различные слои интенсивно перемешиваются. Переход

от одного режима к другому определяется некоторым «критическим» значением числа Рейнольдса.

При течении среды на поверхности стенки образуется *гидродинамический* пограничный слой вязкой жидкости. В пределах этого слоя (по нормали к поверхности) скорость потока изменяется от нуля на поверхности до скорости невозмущенного потока на внешней границе слоя. Движение жидкости в пограничном слое может иметь ламинарный и турбулентный характер, а толщина слоя постепенно возрастает по направлению движения жидкости.

В условиях теплообмена на поверхности стенки образуется *тепловой* пограничный слой среды, в пределах которого температура теплоносителя изменяется от температуры на стенке t_c до температуры среды вдали от стенки $t_ж$.

В тонком слое жидкости на поверхности стенки (*вязкий подслой*) перенос теплоты осуществляется теплопроводностью: $q=-\lambda|\operatorname{grad} t|_{пов}$, где значение градиента температуры жидкости $|\operatorname{grad} t|_{пов}$ определяется на поверхности тела. Уравнение теплоотдачи

$$\alpha=-\lambda|\operatorname{grad} t|_{пов}/\Delta t \qquad (6.1)$$

выражает связь между коэффициентом теплоотдачи α, с одной стороны, и температурным полем в жидкости, а также ее теплопроводностью λ, с другой.

Коэффициент α характеризует интенсивность процесса теплоотдачи. Различают *средний* по всей поверхности теплообмена коэффициент теплоотдачи и *местный (локальный)*, определяемый в заданной точке поверхности.

6.2. Расчетные формулы для теплоотдачи при продольном обтекании пластины

При движении потока вдоль плоской поверхности, имеющей $t_c=$ $=\text{const}$, и *ламинарном режиме* ($\mathrm{Re}_{жl} \lesssim 10^5$):

для капельной жидкости

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{жl} = 0{,}66\,\mathrm{Re}_{жl}^{0,5}\mathrm{Pr}_ж^{0,33}\left(\frac{\mathrm{Pr}_ж}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0,25}; \qquad (6.2)$$

для воздуха

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{жl} = 0{,}57\,\mathrm{Re}_{жl}^{0,5}. \qquad (6.3)$$

При *турбулентном* режиме ($\mathrm{Re}_{жl}>10^5$):

для капельной жидкости

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{жl} = 0{,}037\,\mathrm{Re}_{жl}^{0,8}\mathrm{Pr}_ж^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_ж}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0,25}; \qquad (6.4)$$

для воздуха

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{жl} = 0{,}032\,\mathrm{Re}_{жl}^{0,8}. \qquad (6.5)$$

Определяющей принимается температура набегающего потока (Pr_c определяется по t_c), определяющим геометрическим размером — длина l стенки по направлению потока. Расчет можно выполнять по номограмме рис. П.7 Приложения.

Местный коэффициент теплоотдачи на расстоянии x от передней кромки пластины определяется по формулам:

при ламинарном режиме течения в пограничном слое

$$Nu_{жx} = 0{,}33\,Re_{жx}^{0,5}Pr_{ж}^{0,33}\,(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}; \qquad (6.6)$$

при турбулентном режиме

$$Nu_{жx} = 0{,}03\,Re_{жx}^{0,8}Pr_{ж}^{0,43}\,(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}. \qquad (6.7)$$

Толщину гидродинамического δ и теплового k пограничных слоев на расстоянии x от передней кромки пластины можно рассчитать по формулам:

при ламинарном режиме

$$\left.\begin{aligned} \delta &\approx 4{,}96x\,Re_{жx}^{-0,5} = 4{,}96\sqrt{\nu x/w};\\ k &= 4{,}96x\,Re_{жx}^{-0,5}Pr_{ж}^{-0,33}. \end{aligned}\right\} \qquad (6.8)$$

при турбулентном режиме

$$\delta \approx 0{,}37x\,Re_{жx}^{-0,2}. \qquad (6.9)$$

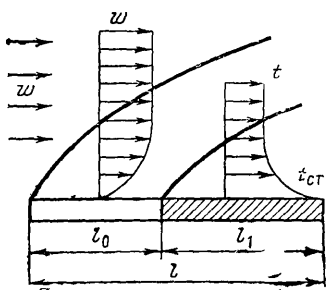


Рис. 6.1. **Пластина с необогреваемым начальным участком** длиной l_0

Для пластины с необогреваемым начальным участком длиной l_0 (рис. 6.1) при ламинарном режиме справедлива формула

$$\overline{Nu}_{ж} = 0{,}71\,Re_{ж}^{0,5}\overline{Pr}_{ж}^{0,33}\,(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}(l_1/l)^{0,2}, \qquad (6.10)$$

где l_1 и l — обогреваемая и полная длина пластины. Определяющий геометрический размер — l_1.

6.3. Теплоотдача при движении потока внутри труб (каналов)

На начальном участке круглой трубы происходит формирование гидродинамического и теплового пограничных слоев, т. е. толщина пограничных слоев увеличивается до тех пор, пока они не заполнят все поперечное сечение трубы.

Эти начальные участки называются соответственно гидродинамическим (длина $l_г$) и тепловым (длина $l_т$) начальными участками и характеризуются падением теплоотдачи по мере развития пограничных слоев. После начального участка течение жидкости и теплообмен стабилизируются, поле скоростей и теплоотдача становятся одинаковыми для всех поперечных сечений. Следовательно, для длинных труб при $l \gg l_г$ и $l \gg l_т$ средняя теплоотдача определяется по числу $\overline{Nu}$, характеризующему теплоотдачу при полностью стабилизировавшемся потоке. Для коротких труб теплоотдача выше по сравнению с длинными трубами в равных условиях.

Форма поперечного сечения канала	Эквивалентный диаметр	Коэффициент $k_г$	Коэффициент $k_т$	
			$t_с$=const	$q_с$=const
Круглое сечение, $d_в$—внутренний диаметр	$d_в$	0,065	0,055	0,07
Кольцевое сечение, отношение внутреннего диаметра к наружному $1,0 > d_в/d_н \geqslant 0,1$	$d_н - d_в$	0,010—0,015	0,05	0,06
Прямоугольное сечение со сторонами a и b, $a/b = 0,125 \div 1$	$\frac{2ab}{a+b}$	0,023—0,075	—	—

Длина начальных участков гидродинамической и тепловой стабилизации определяется по формулам

$$l_г = k_г \, Re_ж \, d_{экв} \quad и \quad l_т = k_т d_{экв} \, Re_ж \, Pr_ж, \tag{6.11}$$

где $k_г$ и $k_т$ — коэффициенты, зависящие от формы канала (см. таблицу); $d_{экв}$ — эквивалентный диаметр сечения канала, определяется по площади f и периметру П поперечного сечения канала:

$$d_{экв} = 4f/П. \tag{6.12}$$

Следует отметить, что использование $d_{экв}$ дает удовлетворительные результаты только при развитом турбулентном движении среды в каналах без острых углов.

А. *Ламинарный режим* течения в круглых трубах ($Re_ж < 2000$) при отсутствии свободной конвекции называется *вязкостным*, а при наличии свободной конвекции — *вязкостно-гравитационным*. Переход одного режима в другой определяется величиной $(Gr\,Pr)_{п.с} = 8 \cdot 10^5$, которая находится по определяющей температуре пограничного слоя $t_{п.с} = 0,5(t_с + t_ж)$.

Для *вязкостного* режима движения при $(\mathrm{Gr\,Pr})_{\text{п.с}} \leqslant 8 \cdot 10^5$ среднее по длине трубы число Нуссельта при $t_c = \text{const}$

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 1{,}55\,\varepsilon_l \left(\mathrm{Pe}\,\frac{d_в}{l}\right)^{1/3} (\mu_ж/\mu_c)^{0{,}14}, \qquad (6.13)$$

где l и $d_в$ — длина и внутренний диаметр трубы.

Формула (6.13) справедлива при $(\mathrm{Pe}\,d_в/l) \geqslant 20$ и при отношении коэффициентов динамических вязкостей $\mu_ж/\mu_c = 0{,}00067 \div 14{,}3$. Множитель $(\mu_ж/\mu_c)^{0{,}14}$ используется только для капельных жидкостей. Определяющий размер — внутренний диаметр трубы. Определяющая температура для Gr, Pr, $\overline{\mathrm{Nu}}$, Pe, $\mu_ж$ принимается $t_{\text{п.с}} = 0{,}5(t_c + t_ж)$, и в Gr вводится $\Delta t = (t_c - t_ж)$, если температура жидкости мало изменяется по длине. В противном случае определяющей температурой для $\overline{\mathrm{Nu}}$, $\overline{\mathrm{Pe}}$, $\mu_ж$ принимают $t = t_c - 0{,}5\overline{\Delta t}_л$, где среднелогарифмический температурный напор $\overline{\Delta t}_л$ находится по формуле (5.4) при средней температуре стенки t_c. При этом для Gr и Pr физические свойства жидкости выбираются по $t = 0{,}5(t'_ж + t_c)$, а $\Delta t = (t_c - t'_ж)$. Поправка ε_l на гидродинамический начальный участок определяется по формуле

$$\varepsilon_l = (0{,}6 + 1{,}5k_г)/k_г^{1/7},$$

которая справедлива при $k_г < 0{,}1$. Если $k_г > 0{,}1$, то $\varepsilon_l = 1$.

Для вязкостно-гравитационного режима при $(\mathrm{Gr\,Pr})_{\text{п.с}} > 8 \cdot 10^5$ в горизонтальных трубах длиной l справедлива формула

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{\text{п.с}} = 0{,}8 \left(\mathrm{Pe}\,\frac{d_в}{l}\right)^{0{,}4}_{\text{п.с}} (\mathrm{Gr\,Pr})^{0{,}1}_{\text{п.с}} (\mu_ж/\mu_c)^{0{,}14}. \qquad (6.14)$$

Формула (6.14) справедлива при $(\mathrm{Pe}\,d_в/l)_{\text{п.с}} = 20 \div 120$; $\mathrm{Re}_ж < 3500$, $(\mathrm{Gr\,Pr})_{\text{п.с}} \leqslant 13 \cdot 10^6$; $\mathrm{Pr}_{\text{п.с}} = 2 \div 10$.

В вертикальных трубах *при совпадении* направлений вынужденной и свободной конвекции у стенки средняя теплоотдача определяется формулой

$$\overline{\mathrm{Nu}}_c = 0{,}35\,(\mathrm{Pe}\,d_в/l)^{0{,}3}_{\text{п.с}}\,(\mathrm{Gr\,Pr}\,d_в/l)^{0{,}18}_{\text{п.с}}; \qquad (6.15)$$

здесь $\overline{\mathrm{Nu}}_c = \bar{\alpha} d_в/\lambda_c$; $\bar{q}_c = \bar{\alpha}(t_c - t'_ж)$.

Формула справедлива при $l/d_в = 20 \div 130$;

$$1{,}5 \left(\mathrm{Gr\,Pr}\,\frac{d_в}{l}\right)^{0{,}25}_{\text{п.с}} \leqslant \left(\mathrm{Pe}\,\frac{d_в}{l}\right)_{\text{п.с}} \leqslant 1100; \quad (\mathrm{Gr\,Pr})_{\text{п.с}} \leqslant 4 \cdot 10^8.$$

В вертикальных трубах *при противоположных* направлениях вынужденной и свободной конвекции у стенки средняя теплоотдача определяется формулой

$$\overline{\mathrm{Nu}}_ж = 0{,}037\,\mathrm{Re}^{0{,}75}_{ж\,ч}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4}_ж\,(\mu_ж/\mu_c)^n, \qquad (6.16)$$

где $n = 0{,}11$ при нагревании, $n = 0{,}25$ при охлаждении жидкости. Формула справедлива при $\mathrm{Re}_ж = 250 \div 2 \cdot 10^4$ и $(\mathrm{Gr\,Pr})_{\text{п.с}} = (1{,}5 \div 12) \cdot 10^6$

На участке стабилизированного теплообмена теплоотдача для жидкого металла определяется соотношением

$$Nu_{ж}=4{,}36 \text{ при } q_c=\text{const}. \tag{6.17}$$

Б. *При турбулентном* течении жидкости в прямых трубах и каналах с различной формой поперечного сечения ($Re_{ж}>10^4$) справедлива формула М. А. Михеева

$$\overline{Nu}_{ж}=0{,}021\,Re_{ж}^{0,8}\,Pr_{ж}^{0,43}\,(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}\varepsilon_l. \tag{6.18}$$

Для двухатомных газов (например, воздуха) при постоянных физических свойствах можно использовать формулу

$$\overline{Nu}_{ж}=0{,}018\,Re_{ж}^{0,8}\varepsilon_l. \tag{6.19}$$

Коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}=q/\Delta\bar{t}_л$, где $\Delta\bar{t}_л$ определяется по формуле (5.4). Определяющий геометрический размер для круглых труб — внутренний диаметр, для некруглых каналов — эквивалентный диаметр $d_{экв}$, который находится по формуле (6.12). Формула (6.18) справедлива при $Re_{ж}=10^4\div5\cdot10^6$ и $Pr_{ж}=0{,}6\div2500$. Коэффициент ε_l учитывает влияние начального теплового участка: при $l/d_в>50$ $\varepsilon_l=1$; при $l/d_в<50$ ε_l определяется из табл. 9 приложения. Номограмма для расчета по формуле (6.18) приведена на рис. П.7 Приложения.

Для стабилизированной теплоотдачи при *переменных* физических свойствах жидкости рекомендуется формула (предложена Б. С. Петуховым с сотрудниками)

$$\overline{Nu}_{ж}=\frac{0{,}125\xi\,Re_{ж}\,Pr_{ж}}{\dfrac{900}{Re_{ж}}+4{,}5\sqrt{\xi}\,(Pr_{ж}^{2/3}-1)+1}\left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_c}\right)^{n}, \tag{6.20}$$

где $n=0{,}11$ при нагревании, $n=0{,}25$ при охлаждении жидкости; $\xi=(1{,}82\lg Re_{ж}-1{,}64)^{-2}$ — коэффициент гидравлического сопротивления для гладких труб. Формула справедлива при $Re_{ж}=10^4\div5\cdot10^6$; $Pr_{ж}=0{,}7\div200$; $\mu_{ж}/\mu_c=0{,}025\div12{,}5$. Определяющий размер — внутренний диаметр трубы.

Отношение динамических вязкостей $\mu_{ж}/\mu_c$ используется только для капельных жидкостей.

Теплоотдачу с учетом изменения физических свойств газа при турбулентном течении в трубах и каналах рассчитывают по формулам:

при нагревании

$$\overline{Nu}_{ж}=0{,}021\,Re_{ж}^{0,8}\,Pr_{ж}^{0,43}\,\varepsilon_l\Theta^{-0,55}, \tag{6.21}$$

если $\Theta=1\div3{,}5$;

при охлаждении

$$\overline{Nu}_{ж}=0{,}021\,Re_{ж}^{0,8}\,Pr_{ж}^{0,43}\,\varepsilon_l(1{,}27-0{,}27\Theta), \tag{6.22}$$

если $\Theta=0{,}5\div1$.

Температурный фактор

$$\Theta = T_c/T_ж = (t_c+273)/(t_ж+273). \qquad (6.23)$$

Определяющий размер — внутренний диаметр трубы (эквивалентный диаметр $d_{экв}$).

При течении чистых жидких металлов в круглой трубе и $q_c = \text{const}$ средняя теплоотдача определяется формулой

$$\overline{Nu}_ж = (5+0{,}025\,Pe_ж^{0,8})\,\varepsilon_l; \qquad (6.24)$$

при $l/d_в \geqslant 30$ $\varepsilon_l = 1$; при $l/d_в < 30$ $\varepsilon_l = 1{,}72\,(d_в/l)^{0,16}$.

Формула (6.24) используется при $Re_ж = 3\cdot 10^3 \div 10^6$, $Pr_ж = 0{,}004 \div 0{,}04$.

В *кольцевых* каналах с наружным $d_н$ и внутренним $d_в$ диаметрами для турбулентного стабилизированного течения теплоотдача на *внутренней* стенке (наружная теплоизолирована) определяется формулой

$$\overline{Nu}_{в.ж} = \overline{Nu}_т \left(1 - \frac{0{,}45}{2{,}4 + Pr_ж}\right)\left(\frac{d_н}{d_в}\right)^n \varepsilon, \qquad (6.25)$$

где $n = 0{,}16\,Pr_ж^{-0,15}$; $\overline{Nu}_{в.ж} = \bar{\alpha}_в d_{экв}/\lambda$; $\bar{\alpha}_в = q_{с.в}/(t_{с.в} - t_ж)$, $t_{с.в}$ — температура на внутренней поверхности стенки.

Теплоотдача на *наружной* стенке (внутренняя теплоизолирована) определяется формулой

$$\overline{Nu}_{н.ж} = \overline{Nu}_т \left[1 - \frac{0{,}45}{2{,}4 + Pr_ж}\left(\frac{d_в}{d_н}\right)^{0,6}\right], \qquad (6.26)$$

где $\overline{Nu}_{н.ж} = \bar{\alpha}_н d_{экв}/\lambda$; $\bar{\alpha}_н = q_{с.н}/(t_{с.н} - t_ж)$; $t_{с.н}$ — температура на наружной поверхности стенки.

В формулах (6.25) и (6.26) $\overline{Nu}_т$ — число Нуссельта, вычисленное по формуле (6.18) с эквивалентным диаметром $d_{экв} = d_н - d_в$. Поправочный коэффициент $\varepsilon = 1$, если $d_н/d_в \leqslant 5$, и $\varepsilon = 1 + 7[(d_н/d_в - 4)\,Re_ж^{-1}]^{0,6}$, если $d_н/d_в > 5$. Формулы (6.25) и (6.26) справедливы при $Re_ж = 10^4 \div 10^6$, $Pr_ж = 0{,}7 \div 100$ и $d_н/d_в = 1 \div 33{,}3$.

Для определения длины участка тепловой стабилизации $l_т$ в кольцевой трубе при теплоотдаче на внутренней стенке используется формула

$$l_т/d_{экв} = 40\,(d_в/d_н)^{0,43}, \qquad (6.27)$$

а при теплоотдаче на наружной стенке — формула

$$l_т/d_{экв} = 15\,(1 + 1{,}5 d_в/d_н). \qquad (6.28)$$

Если длина кольцевого канала меньше $l_т$ и $Pr = 0{,}7 \div 1$, то коэффициенты теплоотдачи $\alpha_в$ и $\bar{\alpha}_н$, определенные по (6.25) и (6.26), надо

умножить на коэффициент ε_l: $\varepsilon_l = 0{,}86 + 0{,}8(d_в/d_н)^{0{,}2}(d_{экв}/x)^{0{,}4}$, если теплообмен на внутренней стенке; $\varepsilon_l = 0{,}86 + 0{,}54(d_{экв}/x)^{0{,}4}[1 + 0{,}48(d_в/d_н)^{0{,}37}]$, если теплообмен на наружной стенке.

В. При движении потока в *изогнутых трубах* (змеевиках) со средним диаметром изгиба (витка) D и внутренним диаметром трубы $d_в$ (рис. 6.2) теплоотдача происходит интенсивней вследствие появления центробежного эффекта. При расчете теплоотдачи определяется число $Re_ж = wd_в/\nu$, которое сравнивается с двумя числами Рейнольдса: $Re'_{кр} = 11{,}6\sqrt{D/d_в}$ и $Re''_{кр} = 18\,500(d_в/D)^{0{,}28}$ (при $D/d_в \leqslant 2{,}5 \cdot 10^3$).

Если $Re_ж < Re'_{кр}$, то расчет теплоотдачи и сопротивления проводится по формулам для ламинарного движения в прямых трубах. Если $Re'_{кр} < Re_ж < Re''_{кр}$, то используется формула (6.18) для турбулентного течения в каналах. Если $Re_ж > Re''_{кр}$, то коэффициент теплоотдачи определяется по формуле (6.18) и умножается на $\varepsilon_D = 1 + 3{,}6d/D$.

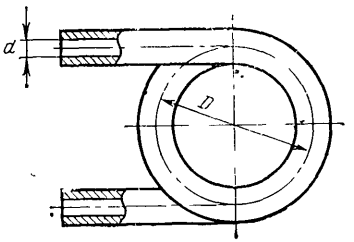


Рис. 6.2. Трубчатый змеевик

Г. *Для продольно обтекаемых* пучков труб, охлаждаемых газами и жидкостями, справедлива формула

$$\overline{Nu}_ж = \overline{Nu}_т\{1 + 0{,}91\,Re_ж^{-0{,}1}\,Pr_ж^{0{,}4}[1 - 2\exp(-B)]\}. \qquad (6.29)$$

Здесь $\overline{Nu}_т = 0{,}023\,Re_ж^{0{,}8}\,Pr_ж^{0{,}4}$; $B = d_{экв}/d_н$; для расположения труб в пучке по треугольнику $B = 1{,}1(s/d_н)^2 - 1$, для расположения труб по квадрату $B = 1{,}27(s/d_н)^2 - 1$; s — расстояние между осями труб (шаг); $d_н$ — наружный диаметр трубы; $d_{экв} = 4F/П$ — определяющий геометрический размер.

Формула справедлива при $Re_ж = 3 \cdot 10^3 \div 10^6$; $Pr_ж = 0{,}66 \div 5$; $B = 0{,}103 \div 3{,}5$; $s/d_н = 1{,}02 \div 2{,}5$.

В межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников без поперечных перегородок число Nu определяется по формуле (6.18) с определяющим размером

$$d_{экв} = (D_в^2 - nd_н^2)/(D_в + nd_н), \qquad (6.30)$$

где $D_в = \sqrt{1{,}27V/\bar{w} + d_н^2 n}$ — внутренний диаметр кожуха; $d_н$ — наружный диаметр труб, м; n — число труб в пучке; V — объемный расход среды, м³/с; $\bar{w}$ — средняя скорость потока в межтрубном пространстве, отнесена к живому сечению.

Если известен шаг s, то для пучков с коридорным (квадратным) расположением труб

$$d_{экв} = [1{,}27(s/d_н)^2 - 1]d_н, \qquad (6.31)$$

а для пучков с шахматным (треугольным) расположением

$$d_{экв}=[1{,}1\,(s/d_н)^2-1]\,d_н. \tag{6.32}$$

Для теплообменников с поперечными перегородками в межтрубном пространстве:

при коридорном расположении труб в пучке

$$\overline{Nu}_ж=0{,}154\,Re_ж^{0,6}\,Pr_ж^{0,33}, \tag{6.33}$$

при шахматном расположении труб в пучке

$$\overline{Nu}_ж=0{,}195\,Re_ж^{0,6}\,Pr_ж^{0,33}. \tag{6.34}$$

Определяющий размер $d_н$ — наружный диаметр трубы, скорость вычисляется по среднему минимальному живому сечению:

если перегородки сегментного типа,

$$f_{мин}=0{,}785D_в h(1-d_н/s); \tag{6.35}$$

если перегородки концентрического типа,

$$f_{мин}=1{,}57D_в h(1-d_н/s). \tag{6.36}$$

Здесь h — расстояние между соседними перегородками; шаг обычно принимается $s=(1{,}3\div1{,}5)d_н$.

6.4. Расчетные формулы по теплоотдаче при поперечном обтекании труб и пучков

В следующих формулах (6.37)—(6.50) определяющие величины — наружный диаметр трубок (проволоки) и средняя температура жидкости (кроме Pr_c); скорость потока подсчитывается по самому узкому поперечному сечению канала (пучка); $\psi_1=s_1/d$ и $\psi_2=s_2/d$ — относительные поперечный и продольный шаги.

А. **Одиночная труба.** Для одиночной круглой трубы средняя теплоотдача при нагревании жидкости определяется следующими формулами:

при $Re_ж=40\div10^3$

$$\overline{Nu}_ж=0{,}52Re_ж^{0,5}Pr_ж^{0,37}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}\varepsilon_\varphi; \tag{6.37}$$

при $Re_ж=10^3\div2\cdot10^5$

$$\overline{Nu}_ж=0{,}26Re_ж^{0,6}Pr_ж^{0,37}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}\varepsilon_\varphi; \tag{6.38}$$

при $Re_ж=2\cdot10^5\div10^7$

$$\overline{Nu}_ж=0{,}023Re_ж^{0,8}Pr_ж^{0,4}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}\varepsilon_\varphi. \tag{6.39}$$

Для тонкой проволоки и круглой трубы в потоке трансформаторного масла при $Re_ж<40$ имеем

$$\overline{Nu}_ж=0{,}76Re_ж^{0,4}Pr_ж^{0,37}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}. \tag{6.40}$$

При охлаждении жидкости показатель степени отношения $Pr_ж/Pr_c$ вместо 0,25 принимается равным 0,2. Для газов поправка $(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}$ не имеет смысла. Поправка на влияние угла атаки ε_φ при обтекании труб под углом φ находится по рис. 6.3.

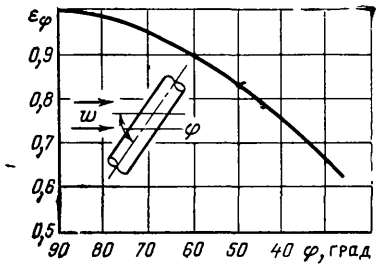


Рис 6 3. Поправка ε_φ на влияние угла атаки φ при поперечном обтекании трубы

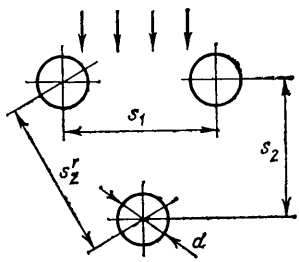


Рис. 6 4. Геометрические параметры шахматного пучка

Б. **Трубные пучки с гладкой поверхностью.** Средняя теплоотдача для труб, расположенных в глубинном ряду *шахматного* пучка (рис. 6.4):

при $Re_ж=1{,}6\div40$ и $\psi_1=\psi_2=2$

$$\overline{Nu}_ж=1{,}04Re_ж^{0,4}Pr_ж^{0,36}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}; \quad (6.41)$$

при $Re_ж=40\div10^3$ и $\psi_1=\psi_2=1{,}5\div2{,}0$

$$\overline{Nu}_ж=0{,}71Re_ж^{0,5}Pr_ж^{0,36}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}; \quad (6.42)$$

при $Re_ж=10^3\div2\cdot10^5$, $\psi_1=1{,}3\div2{,}0$, $\psi_2=1{,}0\div1{,}8$

$$\overline{Nu}_ж=0{,}35Re_ж^{0,6}Pr_ж^{0,36}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}(s_1/s_2)^{0,2} \text{ при } (s_1/s_2)<2; \quad (6.43)$$

$$\overline{Nu}_ж=0{,}4Re_ж^{0,6}Pr_ж^{0,36}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25} \text{ при } (s_1/s_2)>2; \quad (6.44)$$

при $Re_ж>2\cdot10^5$, $\psi_1=1{,}25\div2{,}0$, $\psi_2=1{,}25\div1{,}5$

$$\overline{Nu}_ж=0{,}031Re_ж^{0,8}Pr_ж^{0,4}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}(s_1/s_2)^{0,2}. \quad (6.45)$$

Для *коридорных* пучков (рис. 6.5):

при $Re_ж=1{,}6\div100$ и $\psi_1=\psi_2=2$

$$\overline{Nu}_ж=0{,}9Re_ж^{0,4}Pr_ж^{0,36}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}; \quad (6.46)$$

при $Re_ж=100\div10^3$ и $\psi_1=\psi_2=1{,}5\div2{,}0$

$$\overline{Nu}_ж=0{,}52Re_ж^{0,5}Pr_ж^{0,36}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}; \quad (6.47)$$

при $Re_ж=10^3\div2\cdot10^5$, $\psi_1=1{,}3\div2{,}4$ и $\psi_2=1{,}3\div2{,}0$

$$\overline{Nu}_ж=0{,}27Re_ж^{0,63}Pr_ж^{0,36}(Pr_ж/Pr_c)^{0,25}; \quad (6.48)$$

при $Re_ж > 2 \cdot 10^5$, $\psi_1 = 1{,}5 \div 2{,}0$ и $\psi_2 = 1{,}25$

$$\overline{Nu}_ж = 0{,}033 Re_ж^{0,8} Pr_ж^{0,4} (Pr_ж / Pr_c)^{0,25}. \quad (6.49)$$

При обтекании шахматных и коридорных пучков жидкими металлами

$$\overline{Nu}_ж = Pe_ж^{0,5}. \quad (6.50)$$

Формула применяется при $Pr_ж = 0{,}007 \div 0{,}03$, $Pe_ж = 10^2 \div 4 \cdot 10^3$, $s_1/d \leqslant 1{,}5$, $s_2/d \leqslant 1{,}5$.

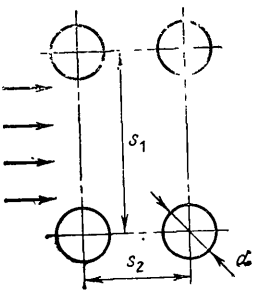


Рис. 6.5. Геометрические параметры коридорного пучка

Средняя теплоотдача всего пучка гладких труб

$$\overline{Nu}_{пуч} = \overline{Nu}_ж \varepsilon_\varphi \varepsilon_z, \quad (6.51)$$

где $\overline{Nu}_ж$ — средняя теплоотдача трубы в глубинном ряду пучка при $\varphi = 90°$, определяется по формулам (6.41)—(6.50); ε_φ — поправка на влияние угла атаки, находится по рис. 6.3; ε_z — поправка, учитывающая зависимость теплоотдачи от числа z рядов труб в пучке, определяется по рис. 6.6.

В. **Трубные пучки из оребренных труб.** Для пучков из труб с круглыми ребрами коэффициент теплоотдачи с оребренной стороны (рис. 6.7) определяется формулой

$$\overline{Nu}_ж = C\, Re_ж^n (b/d_2)^{0,54} (h/b)^{0,14} \psi C_s C_z, \quad (6.52)$$

где $\overline{Nu}_ж = \alpha b/\lambda_ж$; $Re_ж = w_{уз} b/\nu_ж$; $\overline{\alpha} = \bar{q}/\Delta\overline{t}_л$ отнесен к полной поверхности оребренных труб.

Скорость газа $w_{уз}$ находится по узкому сечению

$$f_{уз} = \left[1 - \frac{d_2}{s_1}\left(1 + 2\frac{h}{b}\frac{\delta}{d_2}\right)\right] f_{фр}, \quad (6.53)$$

где δ — толщина ребра; $f_{фр}$ — площадь фронтального сечения теплообменника; s_1 — поперечный шаг труб; h — высота ребра; b — шаг ребер.

Неравномерность теплоотдачи по высоте ребра учитывается коэффициентом $\psi = 1 - 0{,}058 \sqrt{2\alpha/(\lambda_ж \delta)}\, h$.

При *коридорном* расположении оребренных труб в формуле (6.52) принимается $C=0{,}105$, $n=0{,}72$. Количество поперечных рядов z в пучке учитывается C_z: при $z=1$, 2, 3, 4 и более $C_z=1{,}6$; 1,3; 1,1; 1,0 соответственно. Расположение труб в пучке учитывается C_s: при $s_2/d_2=1{,}4$; 1,7; 2 и более коэффициент $C_s=0{,}85$; 0,96; 1,0 соответственно (s_2 — продольный шаг труб). Формула (6.52) справедлива при $\mathrm{Re}_ж=500\div25\,000$, $d_2/b=3\div8$, $h/b=0{,}36\div4{,}3$.

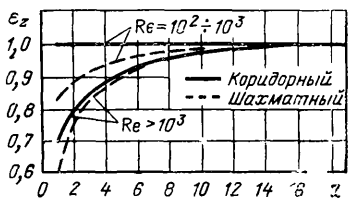


Рис. 6.6. Поправка ε_z на число z рядов труб в пучке

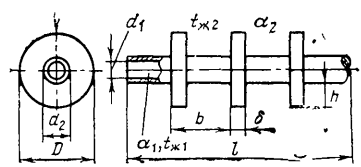


Рис. 6.7. Труба с круглыми ребрами

При *шахматном* расположении оребренных труб в формуле (6.52) принимается $C=0{,}23$; $n=0{,}65$. Коэффициент

$$C_s=[(s_1-d_2)/(s'_2-d_2)]^{0,2}, \qquad (6.54)$$

где s'_2 — диагональный шаг труб в пучке.

Коэффициент C_z представлен ниже:

z	1	4	6	8	10	16	20
C_z	0,8	0,95	0,98	0,99	1,0	1,015	1,025

Формула (6.52) справедлива при $\mathrm{Re}_ж=300\div22\,500$, $d_2/b=2{,}4\div3{,}5$, $h/b=0{,}36\div5$, $C_s=0{,}46\div2{,}18$.

Свойства потока газа $\lambda_ж$, $\nu_ж$ определяются по его средней температуре $\overline{t}_ж=t_c\pm\overline{\Delta t}_л$.

Коэффициент теплопередачи через ребристую стенку

$$k_р=\left[\frac{1}{\alpha_{пр}}+\left(\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_c}{\lambda_c}\right)\frac{F_н}{F_в}\right]^{-1}, \qquad (6.55)$$

где $\alpha_{пр}=\overline{\alpha}_2(E_к F_р+F_{с.п})/F_н$ — приведенный коэффициент теплоотдачи снаружи оребренной поверхности; $\overline{\alpha}_2=0{,}85\overline{\alpha}$ — коэффициент теплоотдачи со стороны оребренной поверхности, $\overline{\alpha}$ находится по формуле (6.52); $F_в=\pi d_1 l$ — площадь внутренней поверхности несущей трубки; $F_н$ — площадь полной наружной поверхности оребренной трубки вместе с поверхностью ребер; $E_к=\varphi\left(\frac{h}{\delta}\sqrt{2\mathrm{Bi}};\frac{D}{d_2}\right)$ — коэффициент эффективности круглого ребра постоянной толщины, определяется из графика рис. П.8 Приложения; $\mathrm{Bi}=\overline{\alpha}_2\delta/\lambda_р$ — число Био, $\lambda_р$ — теплопроводность материала ребра; $F_р$, $F_{с.п}$ — площади поверхности ребер и стен-

ки трубы в промежутках между ребрами; $\delta_с$ — толщина стенки; $\lambda_с$ — теплопроводность материала стенки.

Тепловой поток через ребристую стенку при постоянных температурах обеих жидкостей $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$

$$Q_р = k_р (t_{ж1} - t_{ж2}) F'_н, \qquad (6.56)$$

где $F'_н$ — полная оребренная поверхность теплообмена всего пучка труб.

6.5. Задачи

6.1. Вдоль горячей стенки с постоянной температурой 120 °С направлен поток воздуха со скоростью 5 м/с. Определить средний коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, если длина стенки 2 м, а температура набегающего воздуха 10 °С. Определить местный коэффициент теплоотдачи и толщину гидродинамического пограничного слоя воздуха на расстоянии 1 м от начала стенки.

6.2. Трансформаторное масло с температурой 90 °С охлаждается, протекая со скоростью 0,4 м/с вдоль металлической плиты, температура которой поддерживается 20 °С. Найти коэффициент теплоотдачи, если длина плиты по направлению потока 500 мм.

6.3. Вдоль плоской стенки с обеих сторон движутся турбулентные потоки двух жидкостей, в процессе теплообмена с одной стороны коэффициент теплоотдачи 230, с другой — 400 Вт/(м²·К). Во сколько раз увеличится коэффициент теплопередачи через стенку, разделяющую жидкости, если скорость первого потока возрастет в 2 раза, а второго — в 3 раза? Термическое сопротивление стенки не учитывать.

6.4. Пластина длиной 500 мм и шириной 0,2 м имеет начальный необогреваемый участок длиной 100 мм. На поверхности пластины температура 30 °С. Продольный поток воды омывает пластину со скоростью 0,05 м/с. Температура воды 70 °С. Найти тепловой поток к пластине. Сравнить с тепловым потоком для случая, когда пластина обогревается по всей длине.

6.5 В вертикальной трубе диаметром 22×1 мм и длиной 3,5 м течет трансформаторное масло сверху вниз со скоростью 0,12 м/с и средней температурой 90 °С. Определить средний коэффициент теплоотдачи, если температура стенки трубы 10 °С. Учесть влияние естественной конвекции.

6.6. Трансформаторное масло подогревается от 10 до 30 °С, проходя внутри труб диаметром 20×1 мм и длиной 3 м. Найти коэффициент теплоотдачи, если средняя температура стенки трубы 40 °С, количество труб 40 шт., а расход масла 18 400 кг/ч.

6.7. По горизонтальной трубе диаметром 20×1 мм протекает вода с температурой 85 °С на входе. Средняя температура стенки 15 °С. Расход воды 0,5 кг/с. На выходе из трубы вода должна иметь температуру 25 °С. Какой длины трубу следует для этого взять?

6.8. По горизонтальному трубопроводу диаметром 55×2,5 мм движется воздух со скоростью 4,6 м/с и температурой 95 °С. Температура стенки трубы 60 °С. Определить коэффициент теплоотдачи от воздуха к трубе. Во сколько раз изменится коэффициент теплоотдачи, если воздух заменить водой, протекающей со скоростью 1,2 м/с, а остальные условия оставить прежними?

6.9. Найти коэффициент теплоотдачи при движении воздуха со скоростью 11 м/с по горизонтальной трубе диаметром 35×2,5 мм и длиной 5 м. Средняя температура воздуха 40 °С, а стенки трубы 20 °С. Найти температуру воздуха на входе и выходе из трубы.

6.10. По соплу реактивной установки движется горячий газ. Сопло в виде трубы с наружным диаметром 120 мм и длиной 4,4 м вложено в другую трубу внутренним диаметром 124 мм. Между трубами вдоль кольцевого канала подается охлаждающая жидкость в количестве 3,95 кг/с. Для средней температуры жидкости 46 °С известны параметры: теплоемкость 1890 Дж/(кг·К), плотность 1430 кг/м^3, теплопроводность 0,33 Вт/(м·К), динамическая вязкость $0{,}75\cdot10^{-3}$ Па·с. Температура наружной поверхности сопла 680 °С Определить коэффициент теплоотдачи и тепловой поток к жидкости, если $Pr_c=1{,}75$, а большая труба снаружи теплоизолирована.

6.11. Жидкость со средней температурой 40 °С, при которой ее плотность равна 858 кг/м^3, а динамическая вязкость $0{,}78\cdot10^{-3}$ Па·с, движется по вертикальной трубе внутренним диаметром 53 мм и длиной 8 м. Скорость течения 0,1 м/с. Температура стенки трубы 70 °С. При этой температуре вязкость жидкости равна $0{,}54\cdot10^{-3}$ Па·с. Определить режим течения жидкости и количество теплоты, передаваемой за сутки. Принять для жидкости по средней температуре теплоемкость 1300 Дж/(кг·К) и теплопроводность 0,14 Вт/(м·К).

6.12. В теплообменнике вода движется по трубам диаметром 40×2,5 мм со скоростью 1 м/с и нагревается от 15 до 85 °С. Труба имеет температуру 95 °С на поверхности. Найти коэффициент теплоотдачи расчетным способом и по номограмме.

6.13. В трубу водоподогревателя с температурой стенки 250 °С вода входит с $t_1=160$ °С и выходит с $t_2=240$ °С. Режим течения воды турбулентный, скорость 1 м/с. Тепловая нагрузка поверхности нагрева трубы $3{,}7\cdot10^5$ Вт/м^2. Найти внутренний диаметр и длину трубы.

6.14. Трубка конденсатора диаметром 27×1 мм и длиной 2,08 м имеет на стенке температуру 40 °С. В нее входит вода с температурой 17 °С и нагревается до 23 °С. Найти среднюю скорость движения воды и линейную плотность теплового потока, считая режим течения турбулентным.

6.15. Газ с абсолютным давлением p и средней температурой $\bar{t}_г$ протекает по горизонтальной трубе. Расход газа m, внутренний диаметр трубы d, длина l, а средняя температура стенки трубы $\bar{t}_c$. Найти: 1) средний коэффициент теплоотдачи от газа к стенке трубы, 2) теп-

ловой поток, 3) во сколько раз изменится коэффициент теплоотдачи, если скорость газа увеличить в 2,5 раза, 4) во сколько раз изменится коэффициент теплоотдачи, если уменьшить диаметр трубы в 2 раза при неизменном расходе газа? Данные для решения задачи взять из таблицы.

6.16. Вода с начальной температурой 90 °С входит в горизонтальную трубу диаметром 20×1 мм и охлаждается. Стенка трубы имеет среднюю температуру 15 °С, расход воды 273 кг/ч. Найти длину трубы, на выходе из которой вода будет иметь температуру 30 °С. Как изменится эта длина, если воду заменить воздухом, а остальные условия оставить без изменеиий?

Таблица к задаче 6.15

Вариант	Газ	$p\ 10^{-5}$, Па	$\bar{t}_г$, С	m, кг/с	Вариант	d, мм	l, м	$\bar{t}_с$, °С
1	Воздух	2,0	400	0,25	а	80	10	150
2	Азот	2,5	50	0,20	б	90	12	0
3	Углекислый газ	3,0	200	0,40	в	100	15	50
4	Кислород	1,5	75	0,30	г	110	18	20
5	Водород	4,0	100	0,10	д	120	13	50
6	Воздух	3,5	300	0,40	е	110	14	100
7	Азот	4,0	200	0,35	ж	100	11	30

6.17. Воздух с расходом 5 кг/с при средней температуре 300 °С проходит по каналу длиной 10 м и сечением 800×400 мм. Найти средний коэффициент теплоотдачи и тепловой поток, если средняя температура стенки канала 150 °С.

6.18. Тепловыделяющий элемент ядерного реактора имеет наружный диаметр 25 мм. Твэл находится в трубе внутренним диаметром 31 мм. В кольцевом зазоре движется охлаждающая вода со скоростью 2 м/с и средней температурой 270 °С. Найти средний коэффициент теплоотдачи и мощность внутренних источников теплоты q_v, Вт/м^3, твэла, если температура его поверхности 305 °С.

6.19. Обмотка электрогенератора выполнена в виде медной шины сечением 20×10 мм и длиной 1 м. При прохождении тока в шине мощность внутренних источников теплоты $q_v = 10^6$ Вт/м^3. Внутри шины имеется канал прямоугольного сечения 10×5 мм, по которому движется охлаждающий воздух со скоростью 50 м/с. Температура воздуха на входе в канал 40 °С, давление $3 \cdot 10^5$ Па. Рассчитать коэффициент теплоотдачи от шины к воздуху в канале и среднюю температуру стенки канала, считая, что вся теплота от шины отводится воздухом.

6.20. В электронной аппаратуре используется змеевиковый трубчатый охладитель из 4,8 витков диаметром 300 мм, внутренний диаметр

трубки 24 мм. По трубке движется охлаждающая вода со скоростью 0,3 м/с. Рассчитать температуру воды на выходе из змеевика, если на входе она имеет температуру 5 °С, а средняя температура стенки змеевика 80 °С.

6.21. Трансформаторное масло должно быть охлаждено от 100 до 40 °С в спиральном охладителе с радиусом витка 200 мм. Труба охладителя имеет среднюю температуру на внутренней стенке 50 °С и при диаметре 46×3 мм пропускает 1,2 т масла в час. Определить необходимую длину спирали и количество витков.

6.22. Пучок твэлов ядерного реактора продольно омывается охлаждающей водой со скоростью 3 м/с при средней температуре 200 °С. Наружный диаметр твэла 10 мм, элементы расположены в коридорном порядке по квадратной разбивке со стороной квадрата $s=14$ мм. Найти средний коэффициент теплоотдачи и среднюю температуру на поверхности элемента, если мощность внутренних источников теплоты для него равна $44 \cdot 10^7$ Вт/м^3.

6.23. Трубы с наружным диаметром 30 мм и длиной 5 м расположены в пучке с разбивкой по вершинам равностороннего треугольника со стороной 60 мм. Снаружи трубы омываются воздухом, нагретым до 800 °С и движущимся вдоль труб со скоростью 20 м/с. Найти средний коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности труб.

6.24. В кожухотрубном теплообменнике 318 труб расположены в шахматном порядке и снаружи продольно омываются маслом МК со средней температурой 80 °С. Расход масла 205 м^3/ч. В межтрубном пространстве теплообменника расположены перегородки сегментного типа на расстоянии 0,4 м друг от друга. Диаметр труб 20×1 мм, расстояние между центрами соседних труб 32 мм. Найти коэффициент теплоотдачи от масла к трубам.

6.25. Цилиндрическая электрошина диаметром 16 мм и длиной 0,4 м охлаждается поперечным потоком сухого воздуха с температурой 20 °С и скоростью 2 м/с. Найти тепловой поток, отдаваемый шиной с поверхности, и допустимую силу тока в ней при условии, что на ее поверхности температура не должна превышать 90 °С; удельное электрическое сопротивление равно $0{,}46 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. Как изменится коэффициент теплоотдачи и сила тока, если: 1) диаметр шины уменьшить в 2 раза; 2) скорость воздуха увеличить в 3 раза; 3) вместо воздуха использовать трансформаторное масло?

6.26. Воздушный поток со скоростью 1 м/с и температурой 10 °С обдувает электропровод диаметром 5 мм под углом атаки 60°. Найти коэффициент теплоотдачи и силу тока в проводе, если удельное электросопротивление провода $0{,}15 \cdot 10^{-6}$ Ом·м, а температура на поверхности 90 °С.

6.27. Используя условие задачи 6.26, определить, как изменяется коэффициент теплоотдачи и сила тока, если. 1) увеличить скорость

воздуха в 4 раза, 2) увеличить диаметр провода в 4 раза, 3) увеличить давление воздуха в 6 раз.

6.28. Определить, какую температуру необходимо поддерживать на поверхности трубы с наружным диаметром 25 мм, чтобы плотность теплового потока была 79,56 кВт/м². Труба охлаждается поперечным потоком трансформаторного масла с температурой 20 °С и скоростью 1 м/с под углом атаки 50°. Каков при этом будет коэффициент теплоотдачи?

6.29. Вычислить коэффициент теплоотдачи от трубы к воздуху для двух случаев: 1) воздух движется в длинной трубе внутренним диаметром 40 мм; 2) воздух омывает трубу снаружи в поперечном направлении, внешний диаметр трубы 40 мм. Для обоих случаев температура воздуха 60 °С, скорости воздуха принять 5, 12, 20 и 28 м/с. Построить график зависимостей $\alpha=f(w)$ для продольного и поперечного потоков воздуха.

6.30. Даны два теплообменника для нагрева воздуха. В первом теплообменнике воздух проходит по трубам ($l/d>50$), а греющий пар — снаружи труб. Во втором, наоборот, пар движется в трубах, а воздух снаружи омывает трубы в поперечном направлении. В обоих случаях принять скорость воздуха 12 м/с, среднюю температуру нагретого воздуха 60 °С, коэффициент теплоотдачи от пара к стенкам 8000 Вт/(м²·К). Трубы — из латуни диаметром 26×3 мм, расположение труб шахматное, соотношение шагов $s_1=2{,}1\,s_2$. Найти линейные коэффициенты теплопередачи для обоих вариантов теплообменника.

6.31. Найти средний коэффициент теплоотдачи в охладителе воздуха при поперечном обтекании пучка из восьми рядов труб с шахматным расположением. Наружный диаметр труб 16 мм, скорость воздуха в узком сечении пучка 15 м/с, средняя температура воздуха 160 °С. Принять размеры шагов труб $s_1=38$ мм, $s_2=21$ мм.

6.32. По условию задачи 6.31 найти средний коэффициент теплоотдачи, если пучок будет с коридорным расположением труб.

6.33. Определить средний коэффициент теплоотдачи для шахматного пучка, если в задаче 6.31 вместо воздуха трубы будет омывать вода со скоростью в узком сечении 1 м/с, а температура поверхности труб 40 °С.

6.34. Пучок труб поперечно обтекается горячим воздухом со скоростью w в узком сечении и средней температурой $\bar{t}_в$. Трубы наружным диаметром d обтекаются под углом атаки φ. Шаги труб: $s_1=k_1d$ и $s_2=k_2d$. Определить средний коэффициент теплоотдачи пучка, если число рядов труб в пучке z. Данные для решения задачи взять из таблицы.

6.35. Определить коэффициент теплоотдачи для 16-рядного шахматного пучка труб с круглыми латунными ребрами (см. рис. 6.7) толщиной $\delta=2$ мм, высотой $h=25$ мм и шагом ребер 15 мм. Пучок омывается в поперечном направлении воздухом, который нагревается от

20 до 120 °С, скорость в узком сечении пучка 10 м/с. Трубы диаметром 38×2 мм расположены в пучке с шагами $s_1=116$ мм и $s_2=130$ мм. Средняя температура поверхности нагрева 130 °С.

6.36. Воздухоохладитель в виде пучка труб с коридорным расположением обдувается поперечным потоком воздуха со средней температурой 50 °С. Расход воздуха 9000 м³/ч. Трубы изготовлены из алюминия, диаметр их 26×1,5 мм, длина 0,4 м, они расположены с шагами $s_1=s_2=62$ мм. На поверхности труб имеются круглые ребра диа-

Таблица к задаче 6.34

Вариант	Тип пучка	d, мм	z	$\varphi°$	Вариант	w, м/с	$\bar{t}_в$, °С	k_1	k_2
1	Шахматный	60	15	70	а	9	350	1,9	1,3
2	Коридорный	50	10	30	б	10	400	2,6	1,2
3	Шахматный	70	10	50	в	11	180	1,5	1,2
4	Коридорный	40	13	55	г	12	250	2,4	1,14
5	Шахматный	50	7	60	д	13	120	1,3	1,4
6	Коридорный	60	8	65	е	14	300	2,2	1,2
7	Шахматный	40	12	40	ж	15	200	1,4	1,3

метром 52 мм, толщиной 2 мм и шагом 6,5 мм. Внутри труб протекает жидкость со средней температурой 10 °С, коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости 820 Вт/(м²·К). Определить коэффициент теплопередачи и тепловой поток, передаваемый через ребристые стенки от воздуха к жидкости, если фронтальное сечение теплообменника 0,69 м², а количество труб — 250 шт.

6.37. В круглых каналах атомного реактора с внутренним диаметром 10 мм протекает жидкий металл со средней скоростью 5 м/с. Средняя температура потока металла 500 °С. Найти средний коэффициент теплоотдачи, если металл: а) висмут, б) эвтектический сплав 25% Na+75% K.

6.38. По трубе диаметром 16×2 мм и длиной 1000 мм движется ртуть со скоростью 4 м/с при средней температуре 150 °С. Найти коэффициент теплоотдачи и тепловой поток от ртути к стенке трубы, имеющей среднюю температуру 80 °С.

6.39. В установке по трубе диаметром 18×3 мм протекает олово, имеющее среднюю температуру 400 °С. Длина трубы 4 м, массовый расход олова 97,2 кг/ч. Найти коэффициент теплоотдачи и тепловой поток от олова к стенке, если на стенке температура 250 °С.

Глава седьмая

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ

Свободная конвекция — движение среды, возникающее в гравитационном поле вследствие неоднородного распределения плотности, вызванного в однофазной среде наличием температурного градиента. При этом движение в пограничном слое может быть ламинарным и турбулентным. Поля скорости и температуры существенно зависят друг от друга.

7.1. Свободная конвекция в большом объеме

Теплоотдача при ламинарном режиме $(GrPr)_ж = 10^3 \div 10^9$ для *вертикальных* труб и пластин определяется по формуле

$$\overline{Nu}_ж = 0{,}75 (GrPr)^{0{,}25}_ж (Pr_ж/Pr_c)^{0{,}25}. \quad (7.1)$$

Определяющий размер — высота H поверхности теплообмена. Определяющая температура — температура жидкости вдали от тела (кроме Pr_c, который определяется по температуре стенки).

При значениях $(GrPr)_ж > 10^9$ на вертикальных поверхностях образуется на начальном участке ламинарный пограничный слой, который затем переходит в турбулентный. Границей между этими слоями служит сечение на высоте $H_{кр}$, значение которой определяется из формулы

$$H_{кр} = 10^3 [va/(g\beta\Delta t)]^{1/3}_ж. \quad (7.2)$$

Тогда теплоотдача на ламинарном участке до высоты $H_{кр}$ рассчитывается по формуле (7.1), а на турбулентном участке высотой $H—H_{кр}$ (где H — полная длина трубы или высота пластины) определяется по формуле

$$\overline{Nu}_ж = 0{,}15 (GrPr)^{0{,}33}_ж (Pr_ж/Pr_c)^{0{,}25}. \quad (7.3)$$

Средний по высоте коэффициент теплоотдачи при наличии ламинарного и турбулентного участков пограничного слоя на вертикальной поверхности

$$\bar{\alpha} = [\bar{\alpha} H_{кр} + \bar{\alpha}_т (H — H_{кр})] H^{-1}, \quad (7.4)$$

где $\bar{\alpha}_л$ и $\bar{\alpha}_т$ — средние коэффициенты теплоотдачи на ламинарном и турбулентном участках пограничного слоя.

Для *горизонтальной* трубы с наружным диаметром $d_н$:

при $(GrPr)_{п.с} = 10^{-3} \div 10^3$

$$\overline{Nu}_{п.с} = 1{,}18 (GrPr)^{0{,}125}_{п.с}; \quad (7.5)$$

при $(GrPr)_{п.с} = 10^3 \div 10^8$

$$\overline{Nu}_{п.с} = 0{,}5 (GrPr)^{0{,}25}_{п.с}, \quad (7.6)$$

Определяющий размер — $d_н$, определяющая температура $t_{п.с} = 0{,}5(t_с + t_ж)$.

Теплоотдача горизонтальной пластины с теплоотдающей поверхностью, обращенной вверх или вниз, рассчитывается по формуле (7.1), причем во втором случае полученный коэффициент теплоотдачи следует уменьшить в 2 раза. За определяющий размер принимается меньшая сторона пластины.

Теплоотдача от тонких нагретых проволочек диаметром 0,2—2 мм при $(GrPr)_{п.с} < 10^{-3}$ (пленочный режим)

$$\overline{Nu}_{п.с} = 0{,}5, \qquad (7.7)$$

откуда $\bar{\alpha} = \lambda/(2d)$.

Если $(GrPr)_{п.с} = 10^{-3} \div 10^{3}$, то используется **формула (7.5)**.

Теплоотдача жидких металлов и сплавов

$$\overline{Nu}_{п.с} = C\,Gr^{n}_{п.с} Pr^{m}_{п.с}. \qquad (7.8)$$

Определяющая температура $t_{п.с} = 0{,}5(t_ж + t_с)$; определяющий размер: для горизонтальной трубы — наружный диаметр, для вертикальной поверхности — высота; $m = 0{,}3 + 0{,}02/Pr^{1/3}_{п.с}$.

Если $Gr_{п.с} = 100 \div 10^{9}$, то $C = 0{,}52$, $n = 0{,}25$; если $Gr_{п.с} > 10^{9}$, то $C = 0{,}105$, $n = 1/3$.

Коэффициент объемного расширения приближенно определяется выражением

$$\beta_{п.с} \approx (\rho_ж - \rho_с)/[\rho_ж (t_с - t_ж)].$$

7.2. Свободная конвекция в ограниченном объеме

Теплообмен в узких щелях, плоских и кольцевых каналах и прослойках приближенно можно определить:

при $(GrPr)_ж < 10^{3}$ — по формулам теплопроводности;

при $(GrPr)_ж > 10^{3}$ — по формуле

$$\overline{Nu}_ж = 0{,}18(GrPr)^{0{,}25}_ж \qquad (7.9)$$

Определяющий размер — ширина щели или зазора δ; определяющая температура $\bar{t}_ж = 0{,}5(t_{с1} + t_{с2})$, где $t_{с1}$ и $t_{с2}$ — температура стенок щели или зазора.

7.3. Задачи

7.1. Горизонтальная плита с обращенной вверх теплоотдающей поверхностью имеет размеры 600×1100 мм и нагрета до 80 °С. Вдали от плиты воздух имеет температуру 30 °С. Найти тепловой поток от плиты к окружающему воздуху.

7.2. Для отопления помещения требуется расход тепла 1 кДж/с от горизонтального трубопровода диаметром 25 мм. Температура по-

верхности нагревателя 100 °С, а воздуха в помещении 25 °С. Рассчитать необходимую длину трубопровода.

7.3. Проволока из нихрома диаметром 0,5 мм расположена горизонтально и нагревается электрическим током; температура проволоки не должна превышать 280 °С. Удельное электрическое сопротивление нихрома принять не зависящим от температуры и равным 10^{-6} Ом·м. Температура среды вокруг проволоки 20 °С. Определить допустимую силу тока для проволоки в двух случаях: проволока находится в спокойном воздухе и в спокойной воде под давлением, исключающим кипение.

7.4. Вертикальный цилиндр наружным диаметром 200 мм и длиной 4 м окружен воздухом с температурой —50 °С. Цилиндр должен иметь на внешней поверхности температуру, равную 20 °С. Какова должна быть для этих условий линейная плотность теплового потока от цилиндра?

7.5. Провести анализ зависимости коэффициента теплоотдачи для вертикального цилиндра при свободном движении от каждой из следующих величин: высоты H, вязкости среды μ, температурного напора Δt, плотности среды ρ, теплоемкости среды c_p, коэффициента объемного расширения β среды: а) для газа, б) для капельной жидкости. Принять $(GrPr)_{ж}$ заключенной в интервале 10^3—10^9.

7.6. Определить температуру нагретой проволоки диаметром 1 мм, которая охлаждается при свободном движении воздуха с температурой 0 °С. По проволоке идет ток 6 А, а удельное электрическое сопротивление $1{,}1 \cdot 10^{-6}$ Ом·м.

7.7. Две горизонтальные трубы с одинаковой температурой поверхности и длиной охлаждаются в неподвижном воздухе. Диаметр одной трубы в 10 раз превышает диаметр другой. Для малой трубы $(GrPr)_{п.с} = 10^4$. Определить отношение коэффициентов теплоотдачи и отношение тепловых потоков для этих труб.

7.8. Трансформаторное масло с температурой 40 °С нагревается в маслонагревателе трубами с температурой на поверхности 110 °С и наружным диаметром 30 мм. Определить тепловой поток от труб к маслу, если поверхность нагрева 15 м².

7.9. Найти потери теплоты вертикальным участком паропровода длиной 6 м за счет теплоотдачи при свободном движении в течение 4 часов, если воздух в цехе имеет температуру 25 °С. Наружный диаметр паропровода 200 мм, средняя температура на его поверхности 190 °С.

7.10. По условию задачи 7.9 определить, как изменятся тепловые потери, если паропровод покрыть изоляцией толщиной 50 мм, на внешней поверхности которой устанавливается температура 50 °С?

7.11. Горизонтальный паропровод диаметром 0,3 м и длиной 5 м имеет на поверхности температуру 230 °С. Вокруг него — воздух с температурой 30 °С. Найти потери теплоты паропроводом Определить, во

сколько раз снизятся тепловые потери, если температура поверхности паропровода уменьшится в 3 раза, а остальные условия останутся без изменений.

7.12. Найти потери теплоты при условии, что паропровод с температурой на поверхности 230 °С расположен вертикально. Остальные данные принять по условию задачи 7.11. Проанализировать зависимость коэффициента теплоотдачи и потерь теплоты от длины паропровода.

7.13. Тонкий электропровод охлаждается при свободном движении газовой среды с давлением 10^5 Па. Как изменится коэффициент теплоотдачи от провода к газу, если давление газа повысить в 10 раз, а остальные условия сохранить без изменений? Во сколько раз можно изменить силу тока в проводе и в какую сторону — уменьшить или увеличить? Принять $(GrPr)_{п.с}=400$

7.14. В большом баке с водой охлаждается вертикальная пластина шириной 3 м и высотой 2 м; ее температура 90 °С. Средняя температура воды 40 °С. Найти передаваемую воде теплоту.

7.15. В узкой щели между стенками, имеющими на поверхности температуры 160 и 60 °С, циркулирует воздух. Воздушная прослойка в щели имеет толщину 25 мм. Найти плотность теплового потока между стенками.

7.16. Как изменится плотность теплового потока, если в задаче 7.15 толщину воздушного слоя уменьшить в 2 раза, а остальные условия оставить без изменения?

7 17. Если, сохранив условия задачи 7.15, заполнить щель водой вместо воздуха, каковы будут величина коэффициента теплоотдачи и плотность теплового потока?

7.18. Труба диаметром 12×1 мм находится внутри другой трубы, имеющей диаметр 58×3 мм. На наружной поверхности малой трубы температура 130 °С, на внутренней поверхности большой трубы 50 °С. Найти коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока через кольцевой зазор, заполненный. а) воздухом, б) водой под давлением, исключающим кипение.

7.19. В узкой щели температуры на поверхностях стенок соответственно 18 и 12 °С. При какой толщине воздушной прослойки в щели передача теплоты от горячей поверхности к холодной будет определяться в основном теплопроводностью (т. е. конвекцией можно пренебречь)? Как изменится толщина прослойки, если вместо воздуха будет вода?

7.20. Электропровод без изоляции имеет диаметр 2 мм и температуру 90 °С на поверхности. Он охлаждается воздухом с температурой 20 °С. Какую температуру на поверхности будет иметь провод если его покрыть изоляцией толщиной 1 мм, теплопроводность которой 0,3 Вт/(м·К)? Силу тока и электросопротивление провода считать прежними, а коэффициент теплоотдачи от изоляции к воздуху принять 16,5 Вт/(м²·К).

7.21. В большом баке, где находится трансформаторное масло, расположены вертикально трубы длиной 1 м. Найти коэффициенты теплоотдачи для двух случаев: а) масло с температурой 20 °С нагревается от труб, имеющих температуру на поверхности 120 °С; б) масло с температурой 120 °С охлаждается на трубах, поверхность которых имеет 20 °С. Объяснить различие в результатах.

7.22. Нагрев олова в большой ванне осуществляется с помощью электронагревателя в виде горизонтального цилиндра с наружным диаметром 40 мм и длиной 2 м. Найти коэффициент теплоотдачи от поверхности нагревателя, имеющей температуру 500 °С, к металлу, разогретому до 300 °С. Рассчитать передаваемый тепловой поток.

Глава восьмая

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ПЛЕНОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ЧИСТОГО ПАРА

Конденсация — процесс перехода вещества из газообразного состояния в жидкое — происходит при соприкосновении пара со стенкой, имеющей температуру t_c, более низкую, чем температура насыщения t_s, и сопровождается выделением теплоты. На смачиваемой поверхности стенки конденсат образует сплошную пленку (пленочная конденсация). Движение пленки конденсата может быть ламинарным и турбулентным. При стекании ламинарной пленки с вертикальной поверхности наблюдается волновое течение конденсата, что способствует повышению интенсивности теплоотдачи.

8.1. Конденсация неподвижного пара

При ламинарном течении пленки конденсата в условиях $Z<2300$; $r/c_p(t_s-\bar{t}_c)\geqslant 5$ и $\mathrm{Pr}\geqslant 1$ средний по высоте коэффициент теплоотдачи для *вертикальной* поверхности высотой H определяется формулой

$$\bar{\alpha}=0{,}94\frac{r\rho\nu}{H(t_s-\bar{t}_c)}Z^{0{,}78\varepsilon_f}; \qquad (8.1)$$

приведенная длина

$$Z=\frac{H(t_s-\bar{t}_c)\lambda}{r\rho\nu}\left[\frac{g}{\nu^2}\left(1-\frac{\rho_п}{\rho}\right)\right]^{1/3}; \qquad (8.2)$$

здесь $\varepsilon=\left[\left(\frac{\lambda_c}{\lambda}\right)^3\frac{\mu}{\mu_c}\right]^{0{,}125}$ — поправка на переменность физических свойств конденсата; λ_c и μ_c — теплопроводность и динамическая вязкость конденсата, определяются по средней температуре $\bar{t}_c$ стенки; λ, μ, ν, ρ, c_p — соответственно теплопроводность, динамическая и ки-

нематическая вязкости, плотности и массовая теплоемкость конденсата, определяются по температуре насыщения t_s; $\rho_п$ и r — плотность насыщенного пара и теплота парообразования при t_s; g — ускорение свободного падения.

Для случая конденсации *водяного пара* формулы (8.1) и (8.2) могут быть преобразованы для удобства пользования:

$$\bar{\alpha} \simeq \frac{0{,}94\,D}{[H\,(t_s - \bar{t}_c)]^{0,22}} \left(1 - \frac{\rho_п}{\rho}\right)^{0,26} \varepsilon_t; \qquad (8.3)$$

$$Z = H(t_s - \bar{t}_c) A (1 - \rho_п/\rho)^{1/3}, \qquad (8.4)$$

где D и A выбираются из табл. 14 приложения по t_s.

Средний по окружности *горизонтальной* трубы коэффициент теплоотдачи (труба с наружным диаметром d, ламинарный режим — $Z<3900$)

$$\bar{\alpha} = 0{,}725 \left[\frac{r g \lambda^3 (\rho - \rho_п)}{d\nu\,(t_s - \bar{t}_c)}\right]^{0,25} \varepsilon_t. \qquad (8.5)$$

Обозначения те же, что для формулы (8.1). Формула (8.5) применяется при $d<20[\sigma/(\rho g)]^{0,5}$, где σ — коэффициент поверхностного натяжения.

Для случая конденсации *водяного пара* формула (8.5) может быть преобразована:

$$\bar{\alpha} = M[t_s - \bar{t}_c) d]^{-0,25} \varepsilon_t, \qquad (8.6)$$

где M выбирается из табл. 14 приложения по t_s.

При $Z>2300$ на вертикальных поверхностях наблюдается *комбинированное* течение пленки конденсата: на начальном участке — ламинарное течение, а далее — турбулентное. Переход ламинарного режима в турбулентный происходит на высоте $H_{кр}$ от верхней кромки стекающей конденсатной пленки

$$H_{кр} = 2300 \frac{r\rho\nu}{\lambda\,(t_s - \bar{t}_c)} \left(\frac{\nu^2}{g} \frac{\rho}{\rho - \rho_п}\right)^{1/3}. \qquad (8.7)$$

Для случая конденсации *водяного пара* формула (8.7) может быть преобразована:

$$H_{кр} = \frac{2300}{A\,(t_s - \bar{t}_c)} \left(1 - \frac{\rho_п}{\rho}\right)^{-1/3}, \qquad (8.8)$$

где A выбирается из табл. 14 приложения по t_s.

При *комбинированном* течении пленки конденсата на вертикальной поверхности средний по высоте H коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha} = 400 \frac{r\rho\nu}{H\,(t_s - \bar{t}_c)} \left[1 + 0{,}05\,\mathrm{Pr}_s^{0,5} \left(\frac{Z}{2300} - 1\right) \left(\frac{\mathrm{Pr}_s}{\mathrm{Pr}_c}\right)^{0,25}\right]^{4/3}, \qquad (8.9)$$

где Pr_s, Pr_c — значения чисел Прандтля для конденсата, определяются соответственно по температурам t_s и $\bar{t}_c$. Если обозначить $E=r\rho\nu$, то для расчета конденсации водяного пара E можно выбрать из табл. 14 приложения по t_s.

Если конденсируется перегретый пар, то коэффициент теплоотдачи приближенно можно определить по вышеприведенным формулам с заменой теплоты парообразования r величиной $[r+c_{p\text{п}}(t_\text{п}-t_s)]$, где $c_{p\text{п}}$ и $t_\text{п}$ — соответственно изобарная теплоемкость и температура перегретого пара.

Если конденсируется влажный пар со степенью сухости x, то в формулы (8.1)—(8.9) вместо r подставляется xr.

Количество пара G, кг/с, конденсирующегося на поверхности F, м^2, трубы, находится из формулы теплового баланса

$$Q=Gr=\bar{\alpha}(t_s-\bar{t}_c)F. \tag{8.10}$$

Толщина пленки конденсата δ_x и местный коэффициент теплоотдачи α_x на расстоянии x от верхнего конца вертикальной поверхности при ламинарном режиме течения конденсата определяются по формулам

$$\delta_x=0{,}8\left(\frac{\lambda\mu\,(t_s-t_c)\,x}{r\rho^2}\right)^{0,25}; \tag{8.11}$$

$$\alpha_x=\lambda/\delta_x, \tag{8.12}$$

где λ, μ, ρ — теплопроводность, динамическая вязкость и плотность конденсата, определяются по температуре $t_{\text{пл}}=0{,}5(t_s+t_c)$; r — теплота парообразования, определяется по температуре t_s.

8.2. Конденсация движущегося пара

Паровой поток, движущийся относительно стенки, оказывает динамическое воздействие на пленку конденсата, что вызывает изменение коэффициента теплоотдачи. Влияние скорости $w_\text{п}$ набегающего потока насыщенного пара следует учитывать при $w_\text{п}>10$ м/с и $w^2_\text{п}\rho_\text{п}>1$.

Горизонтальный цилиндр с наружным диаметром d омывается поперечным потоком пара, конденсирующегося на внешней поверхности цилиндра; при этом

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{цл}}=0{,}64\,\text{Re}^{0,5}_{\text{пл}}\left[\text{i}+\left(1+1{,}69\,\frac{\text{K Pr}}{\text{Fr}}\right)^{0,5}_{\text{пл}}\right]^{0,5}, \tag{8.13}$$

где

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{пл}}=\frac{\bar{\alpha}d}{\lambda_{\text{пл}}};\quad \text{Re}_{\text{пл}}=\frac{w_\text{п}d}{\nu_{\text{пл}}};\quad K=\frac{r}{c_p\,(t_s-\bar{t}_c)};\quad \text{Fr}=\frac{w_\text{п}^2}{gd};$$

$\lambda_{\text{пл}}$, $\nu_{\text{пл}}$ — теплопроводность и кинематическая вязкость конденсата, определяются по $t_{\text{пл}}=0{,}5(t_s+t_c)$.

Формула (8.13) используется при $Re_{пл}=1\div10^6$; $(KPr/Fr)_{пл}=10^{-5}\div10^5$.

Пучок горизонтальных труб омывается движущимся сверху вниз поперечным потоком насыщенного пара; методика приближенного расчета включает определение следующих величин:

1) коэффициента теплоотдачи α_1 на первом ряду труб

$$\overline{\alpha}_1 = 25{,}7\overline{\alpha}_н\,[\rho_п\overline{w}_п^2/(\rho g d)]_s^{0{,}08}(\overline{\alpha}_н d/\lambda)_s^{-0{,}5}, \qquad (8.14)$$

где $\overline{\alpha}_н$ — средний коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара, определяется по формуле (8.5); $\rho_п$, ρ — плотность пара и конденсата при температуре t_s; $\overline{w}_п$ — скорость пара в узком сечении горизонтального ряда труб; d — наружный диаметр труб; λ — теплопроводность конденсата при t_s.

Формула (8.14) применяется для водяного пара при $\Delta t=t_s-t_c=0{,}6\div12$ °С, давлении от $0{,}032\cdot10^5$ до $0{,}89\cdot10^5$ Па, числе Рейнольдса $Re_п=\overline{w}_п d\rho_п/\mu_п$ от 46 до 864 и объемном содержании воздуха в паре до 0,017%;

2) расхода пара на 1 м длины трубы первого ряда

$$G_{п1}=\overline{w}_1\rho_п s_1, \qquad (8.15)$$

где $\overline{w}_1$ — скорость пара перед первым рядом труб; $\rho_п$ — плотность пара, находится по t_s; s_1 — поперечный шаг труб;

3) количества пара, сконденсировавшегося на 1 м длины трубы первого ряда в секунду,

$$G_{к1}=\overline{\alpha}_1(t_s-t_c)\pi d/r, \qquad (8.16)$$

где r — теплота парообразования при t_s;

4) расхода пара на 1 м длины трубы второго ряда

$$G_{п2}=G_{п1}-G_{к1}; \qquad (8.17)$$

5) скорости пара $\overline{w}_2$ перед трубами второго ряда с учетом частичной конденсации пара на трубах первого ряда и равенства площади поверхности теплоотдачи на всех рядах пучка

$$\overline{w}_2/\overline{w}_1=G_{п2}/G_{п1}, \qquad (8.18)$$

6) коэффициента теплоотдачи $\overline{\alpha}_2$ на трубах второго ряда, который находится с учетом влияния скорости пара, исходя из формулы (8.14):

$$\overline{\alpha}_2/\overline{\alpha}_1=(\overline{w}_2/\overline{w}_1)^{0{,}16}; \qquad (8.19)$$

7) количества пара $G_{к2}$, сконденсировавшегося на 1 м длины трубы второго ряда в секунду,

$$G_{к2}/G_{к1}=\overline{\alpha}_2/\overline{\alpha}_1; \qquad (8.20)$$

8) поправки на снижение теплоотдачи из-за **натекания конденсата** сверху на трубу второго ряда

$$\varepsilon_i = \left(G_{\text{к}i} \Big/ \sum_{i=1}^{n} G_{\text{к}i} \right)^{0,07}, \qquad (8.21)$$

где $\sum_{i=1}^{n} G_{\text{к}i}$ — суммарное количество конденсата, стекающего по трубе i-го ряда; $G_{\text{к}i}$ — количество конденсата, образующегося на трубе i-го ряда; n — количество рядов труб по высоте коридорного пучка или половина рядов труб шахматного пучка.

Для примера эта поправка для трубы второго ряда:

$$\varepsilon_2 = [G_{\text{к}2}/(G_{\text{к}1} + G_{\text{к}2})]^{0,07};$$

9) действительного коэффициента теплоотдачи на трубе второго ряда

$$\bar{\alpha}_{\text{д}2} = \bar{\alpha}_2 \varepsilon_2. \qquad (8.22)$$

Расчет продолжается для остальных рядов пучка подобным же образом на основе пп. 1—9. Для всего пучка средний коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha}_{\text{п}\backslash\text{ч}} = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^{n} \bar{\alpha}_{\text{д}i} F_i, \qquad (8.23)$$

где F — общая площадь поверхности трубного пучка; F_i — площадь поверхности i-го ряда труб.

При одинаковой поверхности теплообмена в каждом из n рядов пучка средний коэффициент теплоотдачи пучка

$$\bar{\alpha}_{\text{пуч}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} \bar{\alpha}_{\text{д}i}. \qquad (8.24)$$

8.3. Задачи

8.1. Имеется трубчатый теплообменник из 22 горизонтальных труб наружным диаметром 18 мм и длиной 1,2 м. Достаточна ли его поверхность для конденсации 1100 кг/ч сухого насыщенного водяного пара? Конденсация пара предполагается при давлении 0,27 МПа, температура поверхности трубок 60 °С. Конденсат отводится при температуре насыщения.

8.2. Сухой насыщенный водяной пар с температурой насыщения 42 °С охлаждается на вертикальной стенке камеры, температура которой 28 °С. Рассчитать толщину пленки конденсата, стекающего по стенке, и локальный коэффициент теплоотдачи для следующих значений расстояния от верхней кромки стенки: 0,3; 0,6; 0,9; 1,2 м.

8.3. В горизонтальном конденсаторе необходимо сконденсировать 1000 кг/ч сухого насыщенного водяного пара при давлении $1{,}013\times10^5$ Па. Конденсация происходит на трубах длиной 3,5 м и наружным диаметром 30 мм. Температура стенок труб 80 °С. Какое количество труб необходимо для конденсации пара при условии, что конденсат не переохлаждается, а пар неподвижен?

8.4. По вертикальной стойке в теплообменном аппарате стекает пленка конденсата, возникшая при охлаждении сухого насыщенного пара. Высота стойки 3 м, температура ее поверхности 70 °С. Водяной пар конденсируется при $t_s=110$ °С. Определить высоту стойки, на которой будет ламинарное течение пленки конденсата. Найти наименьший коэффициент теплоотдачи на ламинарном участке течения пленки.

8.5. По условию задачи 8.4 определить режим течения конденсатной пленки и найти средний по всей высоте стойки коэффициент теплоотдачи.

8.6. В конденсаторе на горизонтальной трубе с наружным диаметром 18 мм конденсируется сухой насыщенный пар при давлении 0,00424 МПа. Найти средний по окружности трубы коэффициент теплоотдачи и количество водяного пара, конденсирующегося за час на 1 м длины трубы, имеющей температуру стенки 10 °С.

8.7. Рассчитать средний коэффициент теплоотдачи, количество сконденсировавшегося пара в час на 1 м трубы, если в условии задачи 8.6 труба будет расположена вертикально. Сравнить результаты с горизонтальным расположением трубы, если в обоих случаях течение пленки ламинарное.

8.8. Как изменится коэффициент теплоотдачи в условиях задачи 8.6, если: а) давление пара увеличить в 10 раз, а $\Delta t=t_s-t_c$ оставить без изменения, б) диаметр трубы увеличить в 3 раза, в) разность температур Δt уменьшить в 2 раза, оставив давление пара равным 0,00424 МПа?

8.9. Изготовлен конденсатор с вертикальными медными трубами в количестве 45 шт. По трубам диаметром 22×1 мм и длиной 0,34 м движется вода под давлением с температурой на входе 15 °С и на выходе 110 °С. Снаружи на трубах конденсируется сухой насыщенный пар при давлении $3{,}61\cdot10^5$ Па. Внутри трубы коэффициент теплоотдачи от стенки к воде 2549 Вт/(м²·К). В этом теплообменнике конденсируется 257 кг/ч водяного пара (конденсат не переохлаждается). Определить среднюю температуру стенки трубы и коэффициент теплоотдачи от пара к трубе.

8.10 На наружной поверхности вертикальной трубы диаметром d и длиной l конденсируется сухой насыщенный пар при давлении p. Средняя температура этой поверхности $\bar{t}_c$. Определить коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара. Во сколько раз изменится коэффициент теплоотдачи, если трубу расположить горизонтально? Найти количество сконд ося пара при каждом

положении трубы, считая, что переохлаждения конденсата нет. Данные для решения задачи взять из таблицы.

8.11. В конденсатор поступает 900 кг/ч перегретого водяного пара с температурой 120 °С. При постоянном давлении $1{,}013 \cdot 10^5$ Па он конденсируется на наружных поверхностях труб, по которым течет охлаждающаяся вода в противоположном направлении по отношению к пару. Образующийся конденсат переохлаждается на 8 °С при выходе из конденсатора. Наименьшая разность между температурами насыщения и охлаждающей воды в конденсаторе 6 °С Построить график

Таблица к задаче 8.10

Вариант	d, мм	l, м	Вариант	$p\ 10^{-5}$, Па	$\overline{t}_c$, °С
1	46	1,5	а	7,00	140
2	52	2,0	б	4,76	142
3	44	1,8	в	10,03	176
4	36	1,6	г	6,18	150
5	38	2,0	д	12,55	178
6	40	1,2	е	7,92	162
7	30	1,4	ж	8,92	168

изменения температур пара и охлаждающей воды по длине конденсатора. Определить: 1) количество теплоты, отдаваемой паром и конденсатом при охлаждении, если теплоемкость перегретого пара 2 кДж/(кг·К), 2) расход охлаждающей воды и ее температуру на выходе, если на входе она имеет 17 °С.

8.12. В конденсатор паротурбинной установки входит сухой насыщенный пар со скоростью 25 м/с при давлении $0{,}05 \cdot 10^5$ Па. Конденсатор выполнен из горизонтальных труб с наружным диаметром 20 мм, температура на поверхности труб 22 °С. Определить коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося водяного пара к трубе первого (верхнего) ряда пучка. Проанализировать изменение коэффициента теплоотдачи на первом ряду труб, если скорость пара будет изменяться в пределах от 10 до 50 м/с. Построить график зависимости коэффициента теплоотдачи от скорости пара с интервалом 10 м/с.

8.13. По условию задачи 8.12 проанализировать изменение коэффициента теплоотдачи на трубе первого ряда, если давление водяного пара будет изменяться в пределах от $0{,}05 \cdot 10^5$ до $0{,}5 \cdot 10^5$ Па. Скорость пара, равную 25 м/с, и температурный напор между паром и стенкой трубы принять постоянными. Построить график зависимости коэффициента теплоотдачи от давления пара.

8.14. По условию задачи 8.12 найти средний для первых пяти рядов пучка коэффициент теплоотдачи, если конденсатор выполнен с коридорным (или шахматным) расположением труб. Принять длину

труб 6 м, поперечный шаг труб 1,4 d. Поверхность теплообмена рядов одинаковая, давление пара и разность температур (t_s—t_c) по высоте пучка не меняются.

8.15. В конденсаторе 10 горизонтальных рядов труб, расположенных в шахматном порядке с поперечным шагом 26 мм. Наружный диаметр труб 20 мм, длина труб 4 м, температура поверхности труб 20 °С. Как показали измерения, сухой насыщенный водяной пар имеет давление $0{,}07 \cdot 10^5$ Па и скорость перед трубами первого ряда 70 м/с. Принять количество труб в рядах одинаковым, давление пара и разность температур t_s—t_c постоянными по высоте пучка. Определить средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка и общее количество сконденсировавшегося пара в расчете на одну трубу каждого ряда.

Глава девятая

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ КИПЕНИИ ЖИДКОСТИ

Кипение — процесс возникновения паровой фазы внутри перегретой жидкости или на греющей стенке.

Перегрев жидкости — превышение ее температуры $t_ж$ над температурой насыщения t_s при данном давлении.

При кипении жидкости в большом объеме в зависимости от температурного напора $\Delta t = t_c - t_s$ или плотности теплового потока q на поверхности греющей стенки различают *пузырьковый* и *пленочный* режимы кипения. Максимальная тепловая нагрузка при пузырьковом режиме кипения называется *первой критической плотностью* $q_{кр1}$ теплового потока.

Процесс кипения жидкости, движущейся в канале или трубе, характеризуется рядом особенностей. В зависимости от скорости движения жидкости, ее теплофизических свойств, давления, диаметра и длины трубы, расположения ее в пространстве различают несколько режимов течения, например пузырьковый, снарядный, эмульсионный, дисперсно-кольцевой, расслоенный.

9.1. Пузырьковое кипение в большом объеме

Для пузырькового кипения в условиях естественной конвекции в качестве определяющей принимают температуру насыщения t_s. Теплоотдача рассчитывается для следующих двух случаев:

1) задана тепловая нагрузка q, Вт/м^2.

$$Nu_s = 0{,}125\, Re_s^{0{,}65}\, Pr_s^{1/3} \text{ при } Re_s \geqslant 0{,}01; \qquad (9.1)$$

$$Nu_s = 0{,}0625\, Re_s^{0{,}5}\, Pr_s^{1/3} \text{ при } Re_s < 0{,}01; \qquad (9.2)$$

2) задан температурный напор $\Delta t = t_c - t_s$:

$$Nu_s = 2{,}63 \cdot 10^{-3} (B_s \Delta t)^{1{,}86} Pr_s^{0{,}952} \text{ при } B_s \Delta t \, Pr_s^{1/2} \geqslant 1{,}6; \quad (9.3)$$

$$Nu_s = 3{,}91 \cdot 10^{-3} (B_s \Delta t) \, Pr_s^{2/3} \text{ при } B_s \Delta t \, Pr_s^{1/3} < 1{,}6; \quad (9.4)$$

здесь $Nu_s = \frac{\alpha l_s}{\lambda}$; $l_s = \frac{c_p \rho_ж \sigma T_s}{(\rho_п r)^2}$; $Re_s = qA_s = q \frac{l_s}{r \nu \rho_п}$; $Pr_s = \nu/a$; $B_s = \lambda/(r\rho_п \nu)$; r — теплота парообразования, Дж/кг; T_s — температура насыщения, К; λ, ν, a, c_p, σ — теплопроводность, кинематическая вязкость, температуропроводность, удельная теплоемкость и поверхностное натяжение жидкости; $\rho_ж$ и $\rho_п$ — плотность жидкости и пара.

Формулы (9.1)—(9.4) пригодны при условии $Re_s = 10^{-5} \div 10^{+4}$; $Pr_s = 0{,}86 \div 7{,}6$; давление $p = 4500 \div 175 \cdot 10^5$ Па,

$$B_s \Delta t \, Pr_s^{1/3} = 0{,}05 \div 200$$

Для воды значения l_s, A_s, B_s приведены в табл. 15 приложения. Средний коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении воды

$$\bar{\alpha} = \frac{5{,}15 p_s^{0{,}18}}{1 - 0{,}045 p_s} q^{0{,}66}, \quad (9.5)$$

где p_s — давление насыщения, МПа; q — плотность теплового потока, Вт/м^2; формула применима при $p_s = 0{,}1 \div 20$ МПа.

Первая критическая плотность теплового потока при пузырьковом кипении чистых неметаллических жидкостей на горизонтальных трубах и плитах

$$q_{кр1} = 0{,}248 r \sqrt[4]{\rho_п^2 \sigma (\rho_ж - \rho_п)}. \quad (9.6)$$

9.2. Пузырьковое кипение в трубах при вынужденной конвекции

При объемном паросодержании до 70 % теплоотдача при кипении характеризуется как конвекцией однофазной среды, так и процессом парообразования (двухфазное состояние). При малых тепловых нагрузках большее влияние оказывает конвекция однофазной жидкости, при больших — парообразование.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{тр}$ при вынужденном течении кипящей жидкости в трубах можно определить следующим образом:
если $\alpha_к / \alpha_ж \leqslant 0{,}5$, то

$$\alpha_{тр} = \alpha_ж, \quad (9.7)$$

где $\alpha_ж$ — коэффициент теплоотдачи однофазной жидкости при турбулентном режиме течения, определяется по формуле (6.18); $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении, определяется по формулам (9.1)—(9.4);

если $\alpha_к/\alpha_ж \geqslant 2$, то

$$\alpha_{тр} = \alpha_к; \tag{9.8}$$

если $\alpha_к/\alpha_ж = 0{,}5 \div 2$, то

$$\alpha_{тр} = \alpha_ж \frac{4\alpha_ж + \alpha_к}{5\alpha_ж - \alpha_к} = \alpha_ж \frac{4 + \alpha_к/\alpha_ж}{5 - \alpha_к/\alpha_ж}. \tag{9.9}$$

Для воды формулы (9.7)—(9.8) пригодны при давлении $p = 0{,}02 \div 20$ МПа и объемном паросодержании $\beta < 70$ %.

9.3. Пленочное кипение в большом объеме

Коэффициент теплоотдачи определяется из формулы

$$\mathrm{Nu}_l = C\,\mathrm{Ra}_l^n, \tag{9.10}$$

где $\mathrm{Nu}_l = \dfrac{\alpha l}{\lambda_п}$; $l = 2\pi\sqrt{\dfrac{\sigma}{g(\rho_ж - \rho_п)}}$;

$$\mathrm{Ra}_l = \frac{gl^3}{\nu_п a_п} \frac{\rho_ж - \rho_п}{\rho_п} \left(\frac{r}{\Delta t c_{p п}} + \frac{1}{2}\right); \quad \Delta t = t_с - t_s.$$

Значения C и n определяются следующим образом:

для вертикальной поверхности

$$C = 0{,}32 \left(\frac{r}{\Delta t c_{p п}} + \frac{1}{2}\right)^{-1/3} \left(\frac{T_s}{T_с}\right)^{0{,}5}; \quad n = 1/3;$$

определяющая температура t_s;

для горизонтальной плоской поверхности

$C = 0{,}672$, $n = 0{,}25$, если $\mathrm{Ra}_l < 10^7$, и

$C = 0{,}012$, $n = 0{,}5$, если $\mathrm{Ra}_l > 10^7$;

определяющая температура $t = 0{,}5(t_s + t_с)$;

для боковой поверхности горизонтальной круглой трубы с наружным диаметром d

$$C = 0{,}59 + 0{,}069 l/d; \quad n = 0{,}25;$$

определяющая температура $t = 0{,}5(t_s + t_с)$.

9.4. Задачи

9.1. На поверхности провода электрокипятильника происходит пузырьковое кипение воды в большом объеме при давлении $1{,}43 \cdot 10^5$ Па. Диаметр провода 3 мм, а удельное электросопротивление $1{,}1 \times \times 10^{-6}$ Ом·м. Определить наибольшую силу тока, пропускаемого через электрокипятильник, считая перегрев воды 20 °С. Определить критическую тепловую нагрузку для данных условий.

9.2. Вода в большом объеме кипит на трубах испарителя, имеющих на поверхности температуру 180 °С. Давление воды 0,792 МПа, наружный диаметр труб 40 мм, длина 1,3 м, количество труб 50 шт Найти коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении и тепловой поток от труб к воде. Определить, во сколько раз изменится коэффициент теплоотдачи, если температура стенки труб увеличится до 200 °С.

9.3. Вода под давлением $15 \cdot 10^5$ Па кипит в большом объеме. Плотность теплового потока, подводимого к воде, равна $1{,}25 \cdot 10^6$ Вт/м^2. Рассчитать коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении воды в условиях свободного движения и найти его по графику рис. П.11.

9.4. Из воды, кипящей в большом объеме при давлении $3{,}61 \cdot 10^5$ Па, необходимо получить 500 кг/ч сухого насыщенного пара Найти необходимую для этого поверхность нагрева, если температура поверхности нагревателя 151 °С.

9.5. Плотность теплового потока с поверхности нагрева при кипении воды равна $3{,}34 \cdot 10^5$ Вт/м^2, а температура кипящей воды 195 °С. Найти температуру поверхности нагрева в условиях пузырькового кипения в большом объеме при свободном движении.

9.6. Определить количество сухого насыщенного пара, получаемого с поверхности нагрева 4 м^2 при пузырьковом кипении в большом объеме, если манометр на испарителе показывает давление $22{,}2 \cdot 10^5$ Па, а перегрев воды составляет 8 °С.

9.7. При давлении $15{,}55 \cdot 10^5$ Па в трубе происходит пузырьковое кипение воды, которая движется со скоростью 2,2 м/с. Температура на стенке трубы 213 °С. Длина трубы 2 м, диаметр 34×2 мм. Найти тепловой поток, передаваемый от стенки к воде.

9 8. В трубе диаметром $23 \times 1{,}5$ мм происходит кипение воды, находящейся под давлением $23{,}2 \cdot 10^5$ Па Скорость воды 2,5 м/с, температура на внутренней поверхности трубы 227 °С. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде.

9.9. На горизонтальной плоской поверхности происходит пленочное кипение воды при давлении 0,27 МПа. Температура поверхности 470 °С. Вычислить коэффициент теплоотдачи от стенки к воде.

9.10. Определить плотность теплового потока на поверхности вертикальной трубы наружным диаметром 20 мм и длиной 500 мм, где происходит пленочный режим кипения воды. Давление воды 0,143 МПа, температура стенки трубы 440 °С.

9.11. Найти коэффициент теплоотдачи при пленочном режиме кипения воды на наружной поверхности горизонтальной трубы диаметром 10 мм. Температура насыщения 130 °С, температура поверхности трубы 370 °С.

Глава десятая

ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ МЕЖДУ ТЕЛАМИ, РАЗДЕЛЕННЫМИ ПРОЗРАЧНОЙ СРЕДОЙ

10.1. Основные понятия и расчетные формулы

Теплообмен излучением — передача теплоты, связанная с превращением внутренней энергии тела в энергию электромагнитных волн (или фотонов) и последующим превращением последней во внутреннюю энергию других тел.

В инженерных расчетах теплообмен излучением между телами, разделенными прозрачной (диатермичной) средой, проводится в предположении о том, что излучающие поверхности — серые и их излучение — диффузное с постоянной плотностью на изотермических участках поверхности.

Серым телом называется тело, имеющее непрерывный спектр излучения, полностью подобный спектру абсолютно черного тела при той же температуре, его *спектральный коэффициент теплового излучения* ε_λ постоянен во всем диапазоне длин волн от нуля до бесконечности и не зависит от температуры. *Диффузное излучение* характеризуется интенсивностью, не зависящей от направления.

При расчетах теплового излучения серых тел применяется понятие *эффективного* излучения, оно представляет собой совокупность собственного E *излучения тела* и отраженного $E_{отр}$ *излучения*.

Поверхностная плотность потока собственного излучения тела, т/м², имеющего абсолютную температуру T, К,

$$E=\varepsilon c_0(0{,}01T)^4=c(0{,}01T)^4; \qquad (10.1)$$

здесь ε — *интегральный коэффициент теплового излучения* — отношение плотностей потока излучения E реального тела и абсолютно черного тела E_0 или отношение *коэффициентов лучеиспускания* реального тела c и абсолютно черного тела $c_0=5{,}67$ Вт/(м²·К⁴). Тогда для реального тела

$$c=\varepsilon c_0. \qquad (10.2)$$

Значение c изменяется от 0 до 5,67, а ε изменяется от 0 до 1. Пренебрегая зависимостью ε от температуры, можно выбирать значения ε из табл. 16 приложения.

Тепловой поток излучения $Q_{1,2}$, Вт, между двумя телами, имеющими температуры T_1 и T_2 ($T_1>T_2$), определяется в общем виде по формуле

$$Q_{1,2}=\varepsilon_{пр}c_0\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4-\left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]F_1\varphi_{1,2}, \qquad (10.3)$$

где $\varepsilon_{пр}$ — приведенный коэффициент теплового излучения системы двух тел; $\varepsilon_{пр}c_0=c_{пр}$ — приведенный коэффициент лучеиспускания системы

двух тел; F_1 — площадь поверхности тела с температурой T_1; $\varphi_{1,2}$ — средний угловой коэффициент лучеиспускания тела с температурой T_1.

Средний угловой коэффициент лучеиспускания (коэффициент облученности) $\varphi_{1,2}$ есть безразмерное число, меньшее единицы, которое показывает, какая доля от всего теплового потока Q_1, излучаемого одним телом со всей своей поверхности во все стороны пространства, достигает поверхности другого тела, т. е. $\varphi_{1,2}=Q_{1,2}/Q_1$, где $Q_{1,2}$ — поток от первого тела, достигший поверхности второго тела Излучаемые потоки предполагаются диффузными, и значения потоков не меняются по соответствующим поверхностям.

Свойство взаимности угловых коэффициентов:

$$\varphi_{1,2}F_1=\varphi_{2,1}F_2, \tag{10.4}$$

где $\varphi_{1,2}$, $\varphi_{2,1}$ — средние угловые коэффициенты излучения первого и второго тел; F_1, F_2 — площади поверхности первого и второго тел.

Угловые коэффициенты излучения определяются в зависимости от геометрических параметров и способа размещения двух тел в пространстве:

1) два параллельных диска с центрами на общей нормали и одинаковыми диаметрами d (рис 10 1).

$$\varphi_{1,2}=\varphi_{2,1}=\left[\frac{h}{d}-\sqrt{1+\left(\frac{h}{d}\right)^2}\right]^2, \tag{10.5}$$

где h — расстояние между дисками;

2) два параллельных диска с центрами на общей нормали, но разными диаметрами, $d_1<d_2$:

$$\varphi_{1,2}=\frac{1}{d_1^2}\left\{\sqrt{[0{,}5(d_1+d_2)]^2+h^2}-\sqrt{[0{,}5(d_2-d_1)]^2+h^2}\right\}^2;$$

$$\varphi_{2,1}=\varphi_{1,2}F_1/F_2=\varphi_{1,2}(d_1/d_2)^2; \tag{10.6}$$

3) две параллельные пластины одинаковой ширины a (рис. 10.2):

$$\varphi_{1,2}=\varphi_{2,1}=\sqrt{1+\left(\frac{h}{a}\right)^2}-\frac{h}{a}, \tag{10.7}$$

где h — расстояние между поверхностями пластин;

4) стенка с расположенным на ней рядом труб с наружным диаметром d и шагом s (рис. 10.3):

$$\varphi_{1,2}=1-\sqrt{1-\left(\frac{d}{s}\right)^2}+\frac{d}{s}\operatorname{arctg}\sqrt{\left(\frac{s}{d}\right)^2-1}; \tag{10.8}$$

$\varphi_{2,1}\pi d=\varphi_{1,2}s$ — условие взаимности угловых коэффициентов лучеиспускания за 1 м длины трубы.

Приведенный коэффициент теплового излучения $\varepsilon_{пр}$ системы двух тел определяется с помощью коэффициента теплового излучения ε_1 первого и ε_2 второго тел, расположенных следующими способами:

1) два тела, произвольно расположенных в пространстве (общий случай):

$$\varepsilon_{пр}=\left[\left(\frac{1}{\varepsilon_1}-1\right)\varphi_{1,2}+\left(\frac{1}{\varepsilon_2}-1\right)\varphi_{2,1}+1\right]^{-1}; \qquad (10.9)$$

2) два тела с параллельными поверхностями больших размеров, угловые коэффициенты $\varphi_{1,2}=\varphi_{2,1}=1$, и формула (10.9) принимает вид

$$\varepsilon_{пр}=\left[\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_2}-1\right]^{-1}; \qquad (10.10)$$

3) тело с площадью поверхности F_1 находится внутри другого тела с площадью поверхности F_2. Угловые коэффициенты $\varphi_{1,2}=1$, $\varphi_{2,1}<1$. С учетом (10.4) формула (10.9) принимает вид

$$\varepsilon_{пр}=\left[\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2}-1\right)\right]^{-1}. \qquad (10.11)$$

При $F_2 \gg F_1$ имеем $F_1/F_2 \to 0$, тогда $\varepsilon_{пр}=\varepsilon_1$;

4) при наличии *n плоских* экранов, расположенных между двумя телами с параллельными поверхностями больших размеров,

$$\varepsilon_{пр\ э}=\left[\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_2}+2\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\varepsilon_{эi}}-(n+1)\right]^{-1}, \qquad (10.12)$$

где $\varepsilon_{эi}$ — коэффициент теплового излучения i-го экрана;

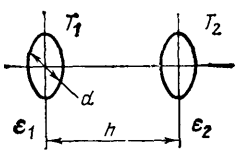


Рис. 10.1. Лучистый теплообмен между дисками

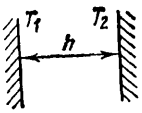


Рис. 10.2. Лучистый теплообмен между параллельными пластинами

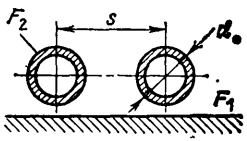


Рис. 10.3. Лучистый теплообмен между трубами и стенкой

5) при наличии *n цилиндрических* экранов, расположенных между телом и внешней оболочкой,

$$\varepsilon_{пр\ э}=\left[\frac{1}{\varepsilon_1}+\left(\frac{1}{\varepsilon_2}-1\right)\frac{F_1}{F_2}+\sum_{i=1}^{n}\frac{F_1}{F_{эi}}\left(\frac{2}{\varepsilon_{эi}}-1\right)\right]^{-1}, \qquad (10.13)$$

где ε_1, ε_2, $\varepsilon_{эi}$ — коэффициенты теплового излучения соответственно тела, внешней оболочки и i-го экрана; F_1, F_2, $F_{эi}$ — площади поверхностей соответственно тела, внешней оболочки и i-го экрана.

Закон Вина:

$$T\lambda_m = 2{,}898 \cdot 10^{-3}, \qquad (10.14)$$

где T — температура тела, К; λ_m — длина волны, соответствующая максимуму спектральной интенсивности излучения, м.

Закон Кирхгофа:

$$E/A = E_0, \qquad (10.15)$$

где E, E_0 — плотности потоков собственного излучения реального и абсолютно черного тел в условиях теплового равновесия; A — коэффициент поглощения реального тела.

Для серого тела в условиях теплового равновесия интегральные характеристики $A = \varepsilon$.

Эффективное $E_{эф}$ и *результирующее* $E_{рез}$ излучения тела определяются соотношениями

$$E_{эф} = E + RE_{пад} = E + (1 - A)E_{пад}; \qquad (10.16)$$

$$E_{рез} = E - AE_{пад} = E - (1 - R)E_{пад}, \qquad (10.17)$$

где E — собственное излучение тела; R, A — коэффициенты отражения и поглощения тела; $E_{пад}$ — плотность падающего извне теплового излучения на тело.

Лучисто-конвективный теплообмен между двумя телами с температурами T_1 и T_2 $(T_1 > T_2)$:

1) тепловой поток $Q_{л.к}$, Вт, и его плотность $q_{л\,к}$, Вт/м^2,

$$Q_{л.к} = Q_л + Q_к = \varepsilon_{пр} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1 + \alpha_к (T_1 - T_2) F_1; \qquad (10.18)$$

$$q_{л.к} = q_л + q_к = \varepsilon_{пр} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] + \alpha_к (T_1 - T_2), \qquad (10.19)$$

или

$$q_{л.к} = q_л + q_к = (\alpha_л + \alpha_к)(T_1 - T_2) = \alpha_{л.к}(T_1 - T_2), \qquad (10.20)$$

где $\alpha_к$ — коэффициент конвективной теплоотдачи, определенный без учета влияния лучистого теплообмена (рассчитывается по формулам для свободного или вынужденного движения среды); $\alpha_{л.к}$ — коэффициент лучисто-конвективной теплоотдачи $\alpha_{л.к} = \alpha_л + \alpha_к$;

2) условный коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м^2·К),

$$\alpha_л = \frac{Q_л}{(T_1 - T_2)F_1} = \frac{\varepsilon_{пр} c_0}{10^8} \frac{T_1^4 - T_2^4}{(T_1 - T_2)F_1}. \qquad (10.21)$$

10.2. Задачи

10.1. Металлическая поверхность нагрета до температуры 927 °С и имеет коэффициент излучения 3,5 Вт/(м^2·К^4). Определить плотность потока собственного излучения на поверхности, коэффициент теплового

излучения поверхности, длину волны, которая соответствует максимуму интенсивности излучения.

10.2. Определить тепловой поток, излучаемый стальной трубой с окисленной поверхностью, имеющей наружный диаметр 70 мм и длину 10 м. Температура поверхности трубы 230 °С. Труба расположена в помещении на большом удалении от стен, температура которых 20 °С.

10.3. Рассчитать температуру поверхности детали из окисленной латуни, если излучаемый ею поток энергии имеет плотность 32 кВт/м^2.

10.4. Определить потери теплоты в час за счет лучеиспускания паропровода (c=2,6 Вт/(м^2·К^4)), проложенного внутри цехового помещения, стены которого имеют температуру 25 °С. Наружный диаметр паропровода 150 мм, длина 200 м. По паропроводу течет насыщенный водяной пар с давлением 10^6 Па, температура наружной поверхности трубы на 20 °С ниже температуры насыщения.

10.5. Нихромовая проволока разогрета до температуры 1000 °С. Вычислить коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием с поверхности проволоки, если нагреватель расположен в большом помещении, а температура ограждений 27 °С.

10.6. Двухстенный сосуд Дьюара с посеребренными поверхностями наполнен жидким кислородом при температуре —183 °С. Снаружи сосуд окружает воздушная среда с температурой 27 °С. Найти тепловой поток, передаваемый излучением между стенками сосуда, если принять, что стенки приобретают температуру сред, с которыми они соприкасаются, а поверхность теплообмена равна 0,05 м^2.

10.7. Электронагреватель в виде проволоки диаметром 0,5 мм и длиной 2,5 м потребляет мощность 400 Вт. Коэффициент теплового излучения поверхности проволоки 0,85, температура ограждающей арматуры 15 °С. Найти температуру проволоки без учета конвективного теплообмена.

10.8. Труба наружным диаметром d и длиной l имеет на поверхности температуру $t_{пов}$. Определить тепловой поток в процессе лучистого теплообмена между трубой и окружающей средой для двух случаев: 1) труба находится в большом помещении, стены которого имеют температуру t_c; 2) труба находится в бетонном канале сечением 250×250 мм при температуре стенок канала t_c. Данные для решения взять из таблицы.

10.9. Горячий газ движется по каналу, стенки которого нагреты до 180 °С. В поток газа помещена термопара, которая показывает температуру 340 °С. Коэффициент теплового излучения спая термопары 0,88. Коэффициент конвективной теплоотдачи от потока газа к спаю термопары 50 Вт/(м^2·К). Из-за лучистого теплообмена между спаем и стенками канала термопара показывает заниженную температуру газа. Найти действительную температуру газа в канале.

10.10. По условию задачи 10.9 найти, на сколько градусов снизится ошибка в измерении действительной температуры потока газа, если:

1) коэффициент теплоотдачи от газа к спаю термопары увеличить в 2 раза; 2) температуру стенки канала поднять до 240 °С?

10.11. Ртутный термометр в холодильной камере показал температуру —17 °С. Коэффициент теплового излучения стекла термометра 0,86. Стенки холодильной камеры имеют температуру —14 °С. На сколько градусов термометр искажает действительную температуру в камере из-за лучистого теплообмена между стенками и термометром? Принять коэффициент конвективной теплоотдачи между термометром и воздухом в камере 3,3 Вт/(м²·К).

Таблица к задаче 10.8

Вариант	Материал трубы	d, мм	l, м	Вариант	$t_{пов}$, °С	t_c, °С
1	Алюминий шероховатый	70	8	а	250	10
2	Латунь полированная	130	5	б	300	15
3	Сталь шероховатая	80	9	в	360	40
4	Чугун обточенный	160	6	г	280	25
5	Алюминий полированный	90	7	д	320	30
6	Никель окисленный	100	3	е	380	35
7	Хром	150	4	ж	200	20

10.12. Экран из окисленного никеля расположен между двумя стальными листами с шероховатой поверхностью. Температура листов — соответственно 420 и 120 °С. Найти температуру экрана и плотность теплового потока излучением. Какой станет плотность теплового потока излучением, если экран будет сделан из хрома?

10.13. Определить, во сколько раз уменьшится лучистый тепловой поток между двумя параллельными пластинами, если между ними поместить два экрана из полированного алюминия. Одна пластина изготовлена из необработанного литого железа, а другая — из окисленной стали. Температуры пластин после установки экранов оставить без изменения.

10.14. Лучистый теплообмен происходит между параллельными поверхностями двух пластин из прокатанной латуни. Когда между пластинами поставили экраны с коэффициентом теплового излучения 0,04, результирующий лучистый тепловой поток уменьшился в 17,33 раза. Определить количество поставленных экранов, считая, что температуры поверхностей пластин после установки экранов остаются неизменными.

10.15. В канале из полированной стали внутренним диаметром 150 мм расположен соосно горячий трубопровод наружным диаметром 80 мм. Материал трубопровода — обточенный чугун. Между каналом и трубопроводом располагают цилиндрический экран из полированной латуни. Во сколько раз уменьшится лучистый тепловой поток от трубопровода к стенкам канала при наличии экрана по сравнению с отсут-

ствием экрана, если экран поставить на расстоянии 3 мм: а) от поверхности трубопровода; б) от поверхности канала?

10.16. Труба из окисленной стали имеет диаметр 100 мм и окружена двумя экранами, расположенными концентрически на одинаковых расстояниях 5 мм друг от друга и от трубы. Экраны сделаны из окисленного никеля. Определить, во сколько раз уменьшится лучистый тепловой поток от горячей трубы при ее экранировании по сравнению с трубой без экранов? Температуры трубы и окружающей среды после установки экранов принять без изменений.

10.17. Две параллельные пластины шириной 0,5 м и длиной 0,8 м сделаны из полированной стали и имеют температуры поверхностей 83 и 320 °С соответственно. Расстояние между пластинами 0,3 м. Найти средний угловой коэффициент лучеиспускания и лучистый тепловой поток между пластинами.

10.18. На расстоянии 0,4 м друг от друга расположены параллельно две полосы одинаковой ширины по 800 мм. Более нагретая полоса из окисленной меди имеет температуру 600 К и передает 2516 Вт излучением с 1 м^2 поверхности на вторую полосу, изготовленную из шероховатой стали. Определить температуру поверхности стальной полосы.

10.19. Температура диска из хрома 500 °С, а из полированной стали 200 °С. Диски имеют одинаковый диаметр, равный 200 мм, и расположены параллельно с центрами на общей нормали на расстоянии 50 мм друг от друга. Найти: 1) средний угловой коэффициент лучеиспускания; 2) лучистый тепловой поток между дисками. Определить те же величины, если расстояние между дисками будет 200 мм.

10.20. Используя условие задачи 10.19, определить лучистый тепловой поток, если диаметр хромового диска уменьшен в 2 раза, а расстояние между дисками 50 мм.

10.21. По нихромовой проволоке диаметром 1 мм проходит электроток силой 8 А, а выделяющаяся теплота отводится излучением. Удельное электрическое сопротивление проволоки $1{,}1 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. Температура внешнего окружения 10 °С. Вычислить температуру проволоки.

10.22. Стенка трубопровода диаметром 400 мм нагрета до температуры 527 °С и имеет коэффициент теплового излучения 0,735. Трубопровод помещен в канал сечением 600×800 мм, поверхность которого имеет температуру 127 °С и коэффициент лучеиспускания 5,22 Вт/(м^2·К^4). Рассчитать приведенный коэффициент лучеиспускания и потери теплоты трубопроводом за счет лучистого теплообмена.

10.23. Тело цилиндрической формы длиной и диаметром 300 мм имеет коэффициент теплового излучения поверхности 0,8. В теле действуют внутренние источники теплоты мощностью 46 кВт/м^3. Выделяемая теплота посредством излучения отдается всей поверхностью тела в окружающую среду с температурой 0 °С. Найти температуру поверхности тела.

10.24. На стенках топочной камеры расположен ряд труб наружным диаметром 58 мм и шагом 70 мм. Поверхность стен и длина труб достаточно велики. Определить средние угловые коэффициенты лучеиспускания.

10.25. Плоская вертикальная стенка сушилки, находящейся в закрытом помещении, изготовлена из стального листа толщиной 5 мм и длиной 3 м. Внутренняя поверхность стенки омывается продольным потоком воздуха, нагретым до средней температуры 85 °С. Скорость воздуха 2,5 м/с. Чтобы уменьшить теплопотери в окружающую среду, температура которой 18 °С, стенка снаружи изолирована 30-миллиметровым слоем ньювеля, так что на внешней поверхности изоляции установилась температура 45 °С. Определить в условиях лучисто-конвективного теплообмена коэффициент теплопередачи через изолированную стенку и потери теплоты с 1 м^2 стенки в окружающую среду.

10.26. Аппарат цилиндрической формы диаметром 1 м и высотой 2 м с шероховатой стальной поверхностью находится в помещении, стены которого выкрашены масляной краской. Размеры помещения 4×$\times$10×6 м, температура воздуха в нем 20 °С; температура на поверхности аппарата 70 °С. Найти потерю теплоты аппаратом путем излучения, считая температуру стен помещения равной температуре воздуха; определить также суммарную потерю теплоты за счет излучения и конвекции.

10.27. В теплообменном аппарате кипит раствор при температуре 120 °С. Стенка аппарата сделана из титанового листа толщиной 2 мм и изолирована снаружи слоем асбослюды толщиной 45 мм. Определить температуру воздуха в помещении, если температура на внешней поверхности изоляции 40 °С, а теплота передается от нее излучением и конвекцией. Принять температуру на внутренней поверхности стенки равной температуре раствора.

10.28. Электрический ток проходит по проводу диаметром 2 мм, нагревая его до 440 °С. Приборы показали силу тока 20 А и сопротивление провода 0,8 Ом. Провод охлаждается за счет теплообмена излучением, а также поперечным потоком воздуха, обдувающим провод со скоростью 3 м/с. Температура воздуха 20 °С. Найти коэффициент теплового излучения провода, считая температуру окружающего провод ограждения 20 °С.

10.29. Горизонтальный паропровод диаметром 300 мм и длиной 10 м имеет на поверхности температуру 507 °С. Он сделан из окисленной стали и находится в большом помещении, где температура стенок и воздуха 37 °С. Найти коэффициент лучисто-конвективного теплообмена и потерю теплоты паропроводом в час.

10.30. По условию задачи 10.29 определить названные величины, если паропровод поместить в бетонный канал цилиндрической формы внутренним диаметром 500 мм. Температурные условия прежние.

10.31. Горизонтальная нихромовая проволока диаметром 1 мм и длиной 0,5 м нагревается электрическим током так, чтобы температура проволоки не превышала 500 °С. Проволока охлаждается за счет свободного движения воздуха и излучения. Окружающие проволоку воздух и ограждения находятся при температуре 27 °С. Удельное электросопротивление проволоки $1{,}1 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. Определить допустимую силу тока.

10.32. Рассчитать допустимую силу тока, если проволоку обдувать поперечным потоком воздуха со скоростью 2 м/с, а остальные условия в задаче 10.31 оставить без изменений.

10.33. В цеховом помещении, где температура воздуха и стен $t_в$, расположена горизонтальная труба наружным диаметром d и длиной l. Она имеет температуру на поверхности $t_п$ и охлаждается за счет излучения и свободного движения воздуха. Определить: а) коэффициент теплоотдачи излучением; б) коэффициент теплоотдачи конвекцией; в) тепловой поток от трубы раздельно естественной конвекцией и излучением. Данные для решения задачи взять из таблицы.

10.34. Две горизонтальные стальные трубы с шероховатой поверхностью диаметром 300 и 150 мм соответственно нагреты до одинаковой температуры, равной 400 °С. Найти коэффициенты теплоотдачи и потери теплоты от каждой трубы конвекцией, если окружающий воздух и ограждения имеют 20 °С. Во сколько раз увеличится потеря теплоты от каждой трубы, если учесть и лучистый теплообмен?

Таблица к задаче 10.33

Вариант	d, мм	l, м	Материал трубы	Вариант	$t_в$, °С	$t_п$, °С
1	180	10	Алюминий шероховатый	а	3	70
2	200	12	Сталь окисленная	б	10	110
3	250	18	Латунь прокатанная	в	20	130
4	300	20	Медь полированная	г	25	150
5	350	25	Чугун шероховатый	д	7	90
6	400	13	Медь окисленная	е	17	100
7	380	10	Железо литое необработанное	ж	27	140
8	270	14	Латунь окисленная	з	15	80

10.35. Электропровод нагрет током до температуры 900 °С. Его диаметр 1,5 мм, а удельное электросопротивление $1{,}2 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. Найти силу тока в проводе, если его коэффициент теплового излучения 0,82 и он охлаждается путем лучистого теплообмена и теплоотдачи при свободном движении окружающего воздуха с температурой 0 °С и коэффициентом теплоотдачи $\alpha_к = 25$ Вт/(м²·К). Определить также силу тока для случая, когда теплота отводится только излучением. Температуру ограждений принять равной температуре воздуха.

Глава одиннадцатая

ПРОЦЕССЫ МАССООБМЕНА

11.1. Общие положения и расчетные зависимости

В теплотехнике массообмен встречается в процессах испарения, конденсации, сушки, вентиляции, кондиционирования воздуха и т. п. *Массоотдачей* называют перенос массы вещества из ядра фазы к поверхности раздела фаз и наоборот. Количество вещества, переносимого при массообмене, пропорционально поверхности контакта фаз и движущей силе процесса в виде разности концентраций распределяемого между фазами вещества.

Движущая сила массообменных процессов может быть выражена в системе жидкость — жидкость разностью объемных концентраций вещества с единицей измерения кг/м^3, а в системе газ — жидкость — разностью парциальных давлений компонента.

Числа подобия массообменных процессов имеют структуру, аналогичную структуре чисел подобия процессов теплообмена. Основные числа подобия процессов массообмена:

Нуссельта диффузионное число (число Шервуда Sh) — безразмерный коэффициент массоотдачи

$$\mathrm{Nu}_D = \frac{\beta l}{D} = \frac{j_{ic} l}{(C_{ic} - C_{i\infty})\rho D}, \qquad (11.1)$$

где β — коэффициент массоотдачи, м/с; l — характерный размер, м; D — коэффициент диффузии, м^2/с; j_{ic} — плотность потока массы i-го компонента у поверхности раздела фаз, кг/(м^2·с); C_{ic} и $C_{i\infty}$ — относительные массовые концентрации i-го компонента у поверхности раздела фаз и вдали от нее, определяются по формуле $C_i = \rho_i/\rho$; ρ_i, ρ — плотности i-го компонента и смеси, кг/м^3;

Прандтля диффузионное число (число Шмидта Sc) — критерий подобия скоростных и концентрационных полей в потоке

$$\mathrm{Pr}_D = \nu/D = \mu/(\rho D), \qquad (11.2)$$

где ν и μ — кинематическая и динамическая вязкости;

Гухмана число — характеризует влияние массообмена на теплообмен:

$$\mathrm{Gu} = (T_c - T_м)/T_c, \qquad (11.3)$$

где T_c и $T_м$ — температура сухого и мокрого термометров, К;

Льюиса — Семенова число — критерий подобия полей концентраций и температур в потоке

$$\mathrm{Le} = D/a = \mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_D, \qquad (11.4)$$

где a — температуропроводность, м^2/с; при $\mathrm{Le}=1$ поля концентраций и температур будут подобны, это условие приближенно выполняется для ряда случаев массообмена в газовых смесях;

Стантона диффузионное число

$$\mathrm{St}_D = \frac{j_{ic}}{(C_{ic}-C_{i\infty})(\rho w)_\infty} = \frac{\mathrm{Nu}_D}{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}_D}, \qquad (11.5)$$

где $(\rho w)_\infty$ — массовая скорость смеси вдали от поверхности раздела фаз, кг/(м²·с);

Пекле диффузионное число — характеризует отношение конвективного переноса массы к молекулярной диффузии:

$$\mathrm{Pe}_D = wl/D, \qquad (11.6)$$

где w — скорость переноса массы вещества, м/с;

соотношение Льюиса между коэффициентами массо- и теплоотдачи

$$\beta_\rho = \alpha/(\rho c_p), \qquad (11.7)$$

где β_ρ — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности концентраций диффундирующего вещества, м/с; α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); c_p — удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К).

По закону Фика масса вещества m_i, кг, прошедшего в процессе молекулярной диффузии через слой δ, м, пропорциональна площади поверхности слоя F, м², изменению концентрации вещества $\Delta\rho_i$, кг/м³, по толщине слоя, времени τ, с, и обратно пропорциональна толщине слоя:

$$m_i = DF\Delta\rho_i\tau/\delta, \qquad (11.8)$$

где D — *коэффициент диффузии*: количество вещества, диффундирующего через поверхность площадью 1 м² в единицу времени при разности концентраций на расстоянии 1 м, равной единице, измеряется в м²/с.

Коэффициент диффузии D газов и паров в зависимости от давления p и температуры t определяется по формуле

$$D = D_0 \frac{p_0}{p}\left(\frac{273+t}{273}\right)^{1+n}, \qquad (11.9)$$

где D_0 — коэффициент диффузии при нормальных физических условиях; p_0 — давление при нормальных физических условиях; n — показатель степени, который зависит от состава газовой смеси, например n=0,8 для смеси водяного пара и воздуха.

Уравнение массоотдачи

$$j_i = \beta_\rho(\rho_{ic}-\rho_{i\infty}) = \beta_\rho\rho(C_{ic}-C_{i\infty}) = \frac{\beta_\rho}{RT}(p_{ic}-p_{i\infty}), \qquad (11.10)$$

где j_i — плотность потока массы, кг/(м²·с); β_ρ — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности концентраций диффундирующего вещества, м/с; ρ_{ic}, $\rho_{i\infty}$ — концентрация диффундирующего вещества у поверхности раздела фаз и вдали от нее, кг/м³; C_{ic}, $C_{i\infty}$ — относительная массовая концентрация диффундирующего вещества у поверхности

раздела фаз и вдали от нее; R — газовая постоянная диффундирующего газа, Дж/(кг·К); T — средняя температура пограничного слоя, К; p_{ic}, $p_{i\infty}$ — парциальные давления диффундирующего вещества у поверхности раздела фаз и вдали от нее, Па.

Поток массы вещества i-го компонента через площадь F в единицу времени, кг/с,

$$J_i = j_i F. \tag{11.11}$$

Относительная влажность воздуха φ (или степень насыщения) есть отношение абсолютной влажности воздуха к абсолютной влажности его в состоянии насыщения:

$$\varphi = \rho_п / \rho_s = p_п / p_s, \tag{11.12}$$

где $\rho_п$, ρ_s — абсолютная влажность воздуха в ненасыщенном и насыщенном состояниях соответственно, кг/м^3; $p_п$ — парциальное давление водяного пара во влажном воздухе; p_s — парциальное давление насыщенного водяного пара, при температуре воздуха (температуре сухого термометра $t_с$) определяется из табл. 17 приложения или по Hd-диаграмме.

Относительную влажность φ можно определять по табл. 18 приложения, если известны температуры сухого $t_с$ и мокрого $t_м$ термометров.

Парциальное давление пара во влажном воздухе можно определкть с помощью психрометра:

$$p_п = p_{sм} - A(t_с - t_м)B, \tag{11.13}$$

где $p_{sм}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре $t_м$ мокрого термометра; A — коэффициент, определяемый по формуле $A = (65 + 6{,}75/w)\cdot 10^{-5}$, если скорость воздуха около шарика мокрого термометра $w \geqslant 0{,}5$ м/с; $t_с$, $t_м$ — температуры сухого и мокрого термометров; B — барометрическое давление.

Влагосодержание влажного воздуха d, кг влаги/кг сухого воздуха, — количество водяных паров, приходящихся на 1 кг сухого воздуха

$$d = 0{,}622 p_п / (B - p_п). \tag{11 14}$$

Влагосодержание воздуха не меняется с изменением его температуры.

Энтальпия влажного воздуха H, кДж/кг сухого воздуха, складывается из энтальпии сухого воздуха и энтальпии водяного пара и относится к 1 кг сухого воздуха:

$$H = t + d(2501 + 1{,}93t) = (1 + 1{,}93d)t + 2501d, \tag{11.15}$$

где t — температура воздуха, °С.

Плотность влажного воздуха при температуре t, °С и барометрическом давлении B

$$\rho_{в.в} = (0{,}0035B - 0{,}0013p_п)/(273 + t), \tag{11.16}$$

где B и $p_п$ измеряются в Па; $\rho_{в.в}$ — плотность, кг/м^3.

Объем влажного воздуха, отнесенный к 1 кг сухого воздуха, м^3/кг сухого воздуха,

$$V_{в\,в} = \frac{TR_{с\,в}}{B - p_п} = \frac{(273 + t)\cdot 287}{B - \varphi p_s}, \qquad (11.17)$$

где $R_{с.в}$ — газовая постоянная сухого воздуха, равная 287 Дж/(кг·К); T — температура воздуха, К.

Основные параметры процесса сушки определяются следующими соотношениями.

Расход W испаряемой влаги, кг/с:

$$W = L(d_2 - d_1), \qquad (11.18)$$

где L — расход сухого воздуха, находящегося во влажном воздухе, кг/с; d_1, d_2 — начальное и конечное влагосодержание воздуха, кг влаги/кг сухого воздуха.

Расход сухого воздуха L на W кг испаренной влаги, кг сухого воздуха/с

$$L = Wl, \qquad (11.19)$$

где l — удельный расход сухого воздуха, кг сухого воздуха/кг влаги.

Удельный расход сухого воздуха в сушилке

$$l = \frac{1}{d_2 - d_1}, \qquad (11.20)$$

где d_1 и d_2 — начальное и конечное влагосодержание воздуха.

Удельный расход теплоты в сушилке, кДж/кг испаряемой влаги,

$$q = l(H_2 - H_1) = (H_2 - H_1)/(d_2 - d_1). \qquad (11.21)$$

Расход теплоты для нагревания воздуха, кВт,

$$Q = L(H_2 - H_1) = Wq, \qquad (11.22)$$

где H_1 и H_2 — энтальпия влажного воздуха на входе в нагреватель и выходе из него, кДж/кг.

Тепловой КПД сушилки

$$\eta = r/q, \qquad (11.23)$$

где r — теплота парообразования воды при температуре мокрого термометра (определяется по температуре материала при сушке, табл. 4 приложения).

Количество влаги W_τ, испаряющейся с открытой поверхности, кг,

$$W_\tau = Fc(p_{пs} - p_п)\tau, \qquad (11.24)$$

где F — площадь поверхности воды, м^2; $p_{пs}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара, Па, определяется по температуре испаряющейся воды из табл. 17 приложения; $p_п$ — парциальное давление

пара в воздухе, Па; τ — продолжительность процесса испарения, ч; c — коэффициент испарения, кг/(ч·м²·Па), определяется по формуле

$$c=(17{,}17+13{,}05w)\cdot 10^{-5}; \qquad (11.25)$$

здесь w — скорость воздуха над поверхностью воды, м/с.

При смешивании воздуха двух состояний: состояния *1* в количестве G_1, кг, и состояния *2* в количестве G_2, кг, — имеем следующие параметры образовавшейся смеси:

масса

$$G_{см}=G_1+G_2 \text{ или } G_{см}=G_1(1+n); \qquad (11.26)$$

энтальпия

$$H_{см}=(H_1G_1+H_2G_2)/G_{см}, \text{ или } H_{см}=(H_1+nH_2)(1+n); \qquad (11.27)$$

влагосодержание

$$d_{см}=(d_1G_1+d_2G_2)/G_{см}; \qquad (11.28)$$

температура

$$t_{см}=(t_1G_1+t_2G_2)/G_{см}; \qquad (11.29)$$

в формулах (11.26), (11.27) $n=G_2/G_1$.

Коэффициент массоотдачи β, м/с, в процессе сушки можно определить из уравнения

$$Nu_D=C\,Re^n\,Pr_D^{0,33}Gu^{0,135}, \qquad (11.30)$$

где $Nu_D=\beta l/D$; $Re=wl/\nu$.

Определяющие параметры: l — длина поверхности испарения в направлении движения сушильного агента; $t_{с.а}$ — температура сушильного агента.

Значения C и n определяются в зависимости от числа Re:

Re	1—200	200—6000	6000—70 000
C	0,9	0,87	0,35
n	0,5	0,54	0,65

11.2. Задачи

11.1. Атмосферный воздух при температуре 25 °С находится под давлением 757 мм рт. ст. Относительная влажность 60 %. Определить плотность, влагосодержание воздуха и парциальное давление водяного пара в нем.

11.2. В сушилке влажный материал должен потерять за час 70 кг влаги. Для сушки используется воздух с температурой 10 °С и относительной влажностью 70 %, который предварительно нагревается в калорифере. На выходе из сушилки параметры воздуха: $t=50$ °С, $\varphi=0{,}6$. Найти расход влажного воздуха на входе в калорифер, теплоту, затраченную в нем на нагрев воздуха, и тепловой КПД сушилки. Барометрическое давление 760 мм рт. ст.

11.3. Открытая поверхность воды площадью 2,4 м^2 обдувается воздухом со скоростью 1,5 м/с. Определить количество влаги, испаряющейся за 1,5 ч, если температура воды 35 °С, воздуха 22 °С, относительная влажность воздуха 50 %. Барометрическое давление 745 мм рт. ст.

11.4. Найти коэффициент массоотдачи в процессе высушивания влажного материала воздухом под давлением 780 мм рт. ст., движущимся со скоростью 1,8 м/с над поверхностью испарения, длина которой l=0,6 м. Показания психрометра: $t_с$=32 °С, $t_м$=18 °С. Принять коэффициент диффузии $D_0=21{,}6\cdot10^{-6}$ м^2/с при нормальных физических условиях.

11.5. По трубкам калорифера проходит насыщенный водяной пар при абсолютном давлении 0,52 МПа, который греет атмосферный воздух (давление 750 мм рт. ст.) с начальными параметрами 5 °С и φ=0,8 до температуры 140 °С. Воздух затем направляется в сушилку, где из влажного материала удаляется в час 650 кг влаги. Психрометр на выходе из сушилки показал: $t_с$=55 °С и $t_м$=38 °С (шарик мокрого термометра обдувается воздухом со скоростью 0,8 м/с). Определить расход влажного воздуха на входе в калорифер, расход греющего пара, имеющего степень сухости 0,9, и коэффициент теплопередачи в калорифере, трубный пучок которого состоит из 320 трубок диаметром 36×2 мм и длиной 0,8 м.

11.6 Рассчитать количество отведенной теплоты и выделившейся влаги при охлаждении 60 000 м^3 воздуха от 8 до 1 °С. Воздух находится под давлением 750 мм рт. ст. с начальной относительной влажностью 0,85; конечная относительная влажность воздуха 0,7. Сколько влаги осталось в воздухе после охлаждения?

11 7. Происходит адиабатное испарение воды, в результате чего температура окружающего воздуха понизилась с 81 до 35 °С. Расход воздуха 20 000 м^3/ч, начальная относительная влажность 5 %. Рассчитать количество испарившейся за 0,5 ч воды и конечную относительную влажность воздуха. Атмосферное давление 755 мм рт. ст.

11 8. 3000 м^3/ч наружного воздуха с температурой 10 °С и относительной влажностью 75 % смешивается в вентиляционной установке с 7200 м^3/ч внутреннего воздуха, для которого психрометр показал: $t_с$=35 °С и $t_м$=26 °С. Рассчитать, а затем с помощью H, d-диаграммы определить для смеси следующие параметры: температуру, энтальпию, относительную влажность и влагосодержание. Показание барометра $1{,}01\cdot10^5$ Па.

11.9. Воздух нагрет до 43 °С и находится под давлением 755 мм рт. ст. Он насыщен водяным паром. Определить плотность всей паровоздушной смеси и каждого компонента (пара и воздуха) при своих парциальных давлениях. Определить при тех же параметрах плотность сухого воздуха, сравнить с плотностью влажного.

11.10. По условию задачи 11.9 определить относительную массовую

концентрацию пара и сухого воздуха в паровоздушной смеси. Найти объемные доли пара и сухого воздуха.

11.11. Определить плотность потока массы водяного пара, диффундирующего в паровоздушной среде, имеющей температуру 30 °С и плотность 1,102 кг/м³ Коэффициент диффузии при нормальных условиях $D_0=0{,}216\cdot10^{-4}$ м²/с. Атмосферное давление 765 мм рт ст. В пределах слоя среды толщиной 10 мм происходит изменение относительной массовой концентрации пара на $\Delta C_п=0{,}038$.

11.12. Полоса воды шириной 1 м обдувается продольным потоком воздуха на длине 3 м. Скорость воздуха 2,5 м/с, температура воды 10 °С. Показания психрометра $t_с=17$ °С, $t_м=12$ °С Определить на основе аналогии процессов тепло- и массоотдачи количество воды, испарившейся в течение 2 ч Коэффициент диффузии воды в воздухе при 0 °С принять $D_0=0{,}216\cdot10^{-4}$ м²/с, барометрическое давление 740 мм рт. ст.

11.13. По условию задачи 11.12 определить значение диффузионных чисел Стантона и Пекле

11 14. Вдоль поверхности водоема длиной 1,5 м движется воздух с относительной влажностью 20 % и температурой 30 °С. Скорость воздуха 0,8 м/с. Используя соотношение Льюиса, определить коэффициент массоотдачи и количество испарившейся за 0,5 ч влаги, если температура воды 18 °С, а площадь поверхности водоема 10 м².

Глава двенадцатая

ОСНОВЫ РАСЧЕТА РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Поверхностные теплообменники, в которых теплота от одного теплоносителя передается к другому через разделяющую их стенку из теплопроводного материала, называются *рекуперативными* По виду взаимного направления потоков теплоносителей различают теплообменники *прямоточные* (оба теплоносителя движутся параллельно в одном направлении), *противоточные* (оба теплоносителя движутся в противоположных направлениях), *с перекрестным током* одно- и многократным (оба теплоносителя движутся во взаимно перпендикулярных направлениях) и со сложными схемами движения. Окончательная схема теплообменника выбирается после теплового и гидромеханического расчетов различных вариантов и их сравнительной оценки с учетом всех требований.

Различают конструктивный и поверочный расчеты теплообменника. В первом случае целью расчета является определение поверхности теплообмена и основных размеров теплообменника. Во втором случае определяют тепловой поток и конечные температуры (энтальпии) теплоносителей для теплообменника с заданной поверхностью теплообмена и размерами.

12.1. Тепловой расчет теплообменников

А. *Уравнение теплового баланса* теплообменника выражает равенство теплоты, отданной греющим теплоносителем, и теплоты, воспринятой нагреваемой средой, с учетом тепловых потерь в окружающую среду коэффициентом η

Для теплообменников без изменения агрегатного состояния теплоносителей

$$Q=m_1c_1(t'_1-t''_1)\eta=m_2c_2(t''_2-t'_2), \qquad (12.1)$$

где Q — тепловой поток, Вт; m — массовый расход теплоносителя, кг/с; c — удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); t' и t'' — температуры теплоносителя соответственно на входе и выходе из теплообменника.

При изменении агрегатного состояния одного из теплоносителей

$$Q=m_1(h'_1-h''_1)\eta=m_2c_2(t''_2-t'_2), \qquad (12.2)$$

где h' и h'' — энтальпии теплоносителя на входе и выходе из теплообменника, Дж/кг.

Для испарителей, где греющий насыщенный пар превращается при охлаждении в конденсат, а нагреваемая жидкость входит с температурой t'_2 и доводится до состояния сухого насыщенного пара (без учета потерь тепла с продувкой),

$$Q=m_1(h_{1п}-h_{1к})\eta=m_2c_2(t_{2s}-t'_2)+m_2r, \qquad (12.3)$$

где $h_{1п}$, $h_{1к}$ — энтальпия греющего пара и его конденсата (находятся по табл 4 и 3 приложения); t_{2s} и r — температура насыщения и теплота парообразования нагреваемой жидкости.

Для конденсаторов, где перегретый пар, охлаждаясь, переходит в состояние насыщения с последующим охлаждением конденсата до температуры t''_1 на выходе, а охлаждающая жидкость (например, вода) не меняет своего агрегатного состояния,

$$Q=m_1c_{1п}(t_{1п}-t_s)+m_1r+m_1c_{1ж}(t_s-t''_1)=$$
$$=m_2c_2(t''_2-t'_2), \qquad (12.4)$$

где $c_{1п}$ и $c_{1ж}$ — удельные теплоемкости перегретого пара и его конденсата, $t_{1п}$ и t_s — температуры перегретого пара и насыщения при данном давлении; c_2 — удельная теплоемкость охлаждающей жидкости, нагревающейся в конденсаторе от t'_2 до t''_2.

Б *Уравнение теплопередачи:*

через плоскую стенку с площадью поверхности теплообмена F

$$Q=k\overline{\Delta t}F; \qquad (12.5)$$

через цилиндрическую стенку длиной l

$$Q=\pi k_l\overline{\Delta t}l; \qquad (12.6)$$

через шаровую стенку

$$Q=\pi k_ш\overline{\Delta t}. \qquad (12.7)$$

Коэффициенты теплопередачи k, k_l, $k_ш$ определяются соответственно по формулам (1.12), (1.20), (1.28).

Средний температурный напор $\overline{\Delta t}$ между двумя теплоносителями по поверхности теплообмена определяется следующими способами.

Среднелогарифмический напор

$$\overline{\Delta t} = (\Delta t_б - \Delta t_м)/\ln\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}, \qquad (12.8)$$

где $\Delta t_б$, $\Delta t_м$ — бо́льшая и меньшая разности температур двух теплоносителей на концах теплообменника (рис. 12 1); $\overline{\Delta t}$ можно определить по номограмме рис. П 13 приложения.

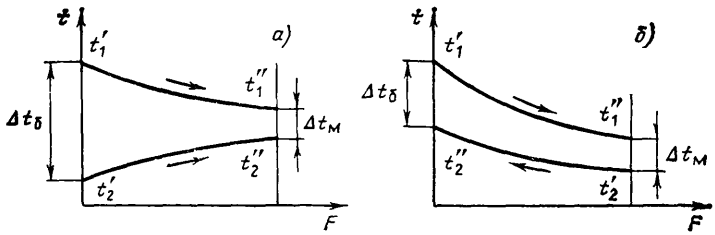


Рис. 12 1. Температурные графики при прямотоке (*а*) и противотоке (*б*)

Среднеарифметический напор — при малом изменении разности температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена (при $\Delta t_б/\Delta t_м < 2$)

$$\overline{\Delta t} = 0{,}5(\Delta t_б + \Delta t_м). \qquad (12\,9)$$

Для перекрестного тока и сложного движения теплоносителей

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_{пр}\varepsilon_{\Delta t}, \qquad (12\,10)$$

где $\overline{\Delta t}_{пр}$ — среднелогарифмический температурный напор, определенный для противотока; $\varepsilon_{\Delta t} = f(P,\ R)$ — коэффициент, определяемый по рис. П.14 приложения в зависимости от параметров P и R и схемы движения теплоносителей, при этом

$$\left.\begin{aligned} P &= \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{1\text{б}\text{кс}}}; \\ R &= \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}. \end{aligned}\right\} \qquad (12.11)$$

В. ***Уравнение массового расхода*** теплоносителя

$$m = w\rho f, \qquad (12.12)$$

где w — скорость движения теплоносителя, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³; f — площадь живого сечения потока, м².

Площадь живого сечения потока при движении теплоносителя в трубах

$$f=\frac{\pi}{4}d_{\text{вн}}^2\frac{n}{z}=0{,}785d_{\text{вн}}^2\frac{n}{z}, \qquad (12.13)$$

где $d_{\text{вн}}$ и n — внутренний диаметр труб и их общее количество в теплообменнике; z — число ходов теплоносителя в теплообменнике.

При поперечном обтекании трубной решетки

$$f=(s_1-d_{\text{н}})l, \qquad (12.14)$$

где s_1 — поперечный шаг труб, в среднем можно принимать $s_1=(1{,}5\div2{,}5)d_{\text{н}}$[1]; $d_{\text{н}}$ и l — наружный диаметр и длина трубы.

Г. *Поверочный расчет теплообменников* осуществляется следующим образом: при малом изменении разности температур вдоль поверхности теплообмена (при $\Delta t_6/\Delta t_{\text{м}}<2$) в приближении линейного распределения температур по длине и при известных величинах F, W_1, W_2, t'_1, t'_2 используется формула

$$Q=(t_1'-t_2')\Big/\left(\frac{1}{kF}+\frac{1}{2W_1}+\frac{1}{2W_2}\right), \qquad (12.15)$$

где W_1, W_2 — полные массовые расходные теплоемкости теплоносителей (водяные эквиваленты), Вт/К, $W=mc_p$.

При экспоненциальном изменении температурного напора по длине теплообменника разность температур определяется с учетом схемы движения теплоносителей.

При *прямоточной* схеме:

для горячего теплоносителя

$$\delta t_1=t_1'-t_1''=(t_1'-t_2')\Pi;$$

для холодного теплоносителя

$$\delta t_2=t_2''-t_2'=(t_1'-t_2')\Pi\frac{W_1}{W_2}, \qquad (12.16)$$

где $\Pi=f(kF/W_1;\ W_1/W_2)$ определяется по графику рис. П.15 приложения;

количество передаваемой теплоты при прямотоке

$$Q_{\Pi}=W_1\delta t_1=W_1(t_1'-t_2')\Pi. \qquad (12.17)$$

При *противоточной* схеме

$$\delta t_1=t_1'-t_1''=(t_1'-t_2')Z;$$

$$\delta t_2=t_2''-t_2'=(t_1'-t_2')Z\frac{W_1}{W_2}, \qquad (12.18)$$

[1] Для пучков с шахматным расположением труб используется узкое сечение, площадь которого может зависеть также от продольного шага.

где $Z=\varphi(kF/W_1;\ W_1/W_2)$ определяется по графику рис. П.16 приложения;

$$Q_Z = W_1\delta t_1 = W_1(t'_1 - t'_2)Z. \qquad (12.19)$$

Эффективность (КПД) теплообменника

$$E = \frac{Q}{Q_{\text{макс}}} = \frac{W_1(t_1' - t_1'')}{W_{\text{мин}}(t_1' - t_2')} = \frac{W_2(t_2'' - t_2')}{W_{\text{мин}}(t_1' - t_2')}, \qquad (12.20)$$

где Q — фактически переданное количество теплоты; $Q_{\text{макс}}$ — максимальное количество теплоты, которое возможно передать в идеальном противоточном теплообменнике; $W_{\text{мин}}$ — минимальный из W_1 и W_2 водяной эквивалент.

Метод расчета теплообменников с помощью *числа единиц переноса теплоты* (ЧЕП)

$$\text{ЧЕП} = kF/W_{\text{мин}} \qquad (12.21)$$

осуществляется следующим образом: при конструктивном расчете определяется

$$E = (t'_1 - t''_1)/(t'_1 - t'_2), \text{ если } W_1 = W_{\text{мин}},$$

$$\text{или } E = (t''_2 - t'_2)/(t'_1 - t'_2), \text{ если } W_2 = W_{\text{мин}}.$$

По графику рис. П.12 приложения находится ЧЕП в зависимости от E, $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$ и схемы движения теплоносителей. Поверхность теплообмена F вычисляется по формуле (12.21) при известном коэффициенте теплопередачи.

При *поверочном* расчете вычисляется ЧЕП по формуле (12.21) и затем находится E по графику рис. П.12 приложения в зависимости от $W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}}$ и схемы движения теплоносителей. Определяются $Q = W_{\text{мин}}(t'_1 - t'_2)E$ и конечные температуры теплоносителей $t''_1 = t'_1 - Q/W_1$ и $t''_2 = t'_2 + Q/W_2$.

12.2. Гидромеханический расчет теплообменников

Целью расчета является определение перепада (потери) давления теплоносителя $\Delta p = p_1 - p_2$ на участке между входом и выходом, который необходим для преодоления: сопротивления трения при движении теплоносителя; местных сопротивлений на пути потока; сил тяжести в гравитационном поле; инерционных сил при ускорении по длине канала из-за изменения объема при нагревании теплоносителя.

Сопротивление Δp *шахматного* пучка труб при поперечном обтекании (см. рис. 6.4) определяется следующим образом. Обозначим геометрический параметр пучка

$$A = \left(1 - \frac{d}{s_2'}\right) \Big/ \left(\frac{s_1}{d} - 1\right), \qquad (12.22)$$

где d — наружный диаметр труб; s_1, s'_2 — поперечный и диагональный шаги труб.

Если $A \leqslant 0{,}53$, то сопротивление

$$\Delta p = 1{,}4(z+1)\,\mathrm{Re}_{ж.d}^{-0{,}25}\rho w^2. \qquad (12.23)$$

Если $A > 0{,}53$, то сопротивление

$$\Delta p = 1{,}93(z+1)\mathrm{Re}_{ж.d}^{-0{,}25}\rho w^2\sqrt{A}, \qquad (12.24)$$

где z — число рядов труб по потоку.

Сопротивление *коридорного* пучка труб при **поперечном** обтекании (см. рис. 6.5) определяется следующим образом.

Обозначим геометрический параметр пучка

$$B = (s_2 - 0{,}8d)/(s_1 - d), \qquad (12.25)$$

где s_2 — продольный шаг труб.

Если $B \leqslant 1$, то сопротивление

$$\Delta p = 0{,}265z\,\mathrm{Re}_{жd}^{m}\rho w^2 B^{2.5}. \qquad (12.26)$$

Если $B > 1$, то сопротивление

$$\Delta p = 0{,}265z\,\mathrm{Re}_{жd}^{m}\rho w^2 B^2. \qquad (12.27)$$

Показатель степени при Re определяется по формуле

$$m = 0{,}88\left(\frac{s_1 - d}{s_2 - d} - 0{,}1\right)^{0{,}138} - 1 \quad \text{при} \quad \frac{s_2}{d} \geqslant 1{,}24, \qquad (12.28)$$

или

$$m = 0{,}88\left(\frac{s_1 - d}{s_2 - d} - 0{,}1\right)^{0{,}138}\left(\frac{s_2}{1{,}24d}\right)^{0{,}7} - 1 \quad \text{при} \quad \frac{s_2}{d} < 1{,}24. \qquad (12.29)$$

В формулах (12.23), (12.24), (12.26), (12.27) w — скорость потока в узком сечении пучка.

Мощность N, кВт, потребляемая двигателем насоса или вентилятора,

$$N = \frac{V\Delta p}{1000\eta_н\eta_п\eta_д} = \frac{m\Delta p}{1000\eta_н\eta_п\eta_д\rho}, \qquad (12.30)$$

где V, m — объемный, м³/с, и массовый, кг/с, расходы теплоносителя; Δp — полное гидравлическое сопротивление движению теплоносителя, Па; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³; $\eta_н$, $\eta_п$, $\eta_д$ — КПД соответственно насоса (вентилятора), передачи и двигателя.

Полное сопротивление при движении теплоносителя через теплообменник определяется по формуле

$$\Delta p = \Sigma\Delta p_{тр} + \Sigma\Delta p_м + \Delta p_{ус}, \qquad (12.31)$$

где $\Delta p_{тр}$ — сопротивление трения; $\Delta p_м$ — местное сопротивление; $\Delta p_{ус}$ — сопротивление ускорения потока.

Сопротивление трения при движении теплоносителя

$$\Delta p_{тр} = \xi\frac{l}{D}\frac{\rho w^2}{2}, \qquad (12.32)$$

где ξ — коэффициент сопротивления трения; l — длина канала; $D=4F/\Pi$ — эквивалентный (гидравлический) диаметр (F — площадь поперечного сечения канала, Π — периметр канала); ρ, w — плотность и средняя скорость теплоносителя.

Коэффициент сопротивления трения ξ определяется следующим образом:

при ламинарном стабилизированном режиме течения в изотермических условиях для гладких прямых каналов

$$\xi=A_0/\mathrm{Re}_{ж}, \tag{12.33}$$

где для трубы $A_0=64$, для каналов квадратного поперечного сечения $A_0=57$, кольцевого сечения $A_0=96$;

при ламинарном неизотермическом течении потока

$$\xi=\frac{A_0}{\mathrm{Re}_{ж}}\left(\frac{\mathrm{Pr}_c}{\mathrm{Pr}_{ж}}\right)^{0,33}\left[1+0,22\left(\frac{\mathrm{Gr\,Pr}}{\mathrm{Re}}\right)^{0,15}_{ж}\right]; \tag{12.34}$$

при турбулентном изотермическом режиме течения

$$\xi_{из}=(1,82\lg \mathrm{Re}_{ж}-1,64)^{-2}; \tag{12.35}$$

при турбулентном неизотермическом режиме течения

$$\xi=\xi_{из}(\mathrm{Pr}_c/\mathrm{Pr}_{ж})^{0,33}; \tag{12.36}$$

при турбулентном режиме течения с учетом шероховатости стенок труб

$$\xi=0,11(\Delta/d_в+68/\mathrm{Re}_{ж})^{0,25}, \tag{12.37}$$

где $d_в$ — внутренний диаметр трубы; Δ — эквивалентная абсолютная шероховатость стенок труб, значение которой можно принимать: для бесшовных стальных новых труб 0,014 мм; для сварных стальных новых труб 0,05 мм; умеренно заржавевших труб 0,5 мм; старых заржавевших труб 1 мм; для чугунных труб, бывших в употреблении, 1 мм; для очень старых труб $\Delta\leqslant 3$ мм.

Местные гидравлические сопротивления

$$\Delta p_м=0,5\zeta\rho w^2, \tag{12.38}$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, который выбирается по справочнику [11]; для некоторых случаев его можно определить следующим образом:

при повороте потока в колене на угол α

$$\zeta=\sin^2(0,5\alpha)+2\sin^4(0,5\alpha); \tag{12.39}$$

при внезапном расширении потока

$$\zeta=(1-F_1/F_2)^2, \tag{12.40}$$

где F_1 и F_2 — площади сечения канала до и после расширения;

при внезапном сужении потока:

F_1/F_2	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	0,5	0,47	0,42	0,38	0,34	0,3	0,25	0,20	0,15	0,0	0

Сопротивление от ускорения потока газа при неизотермическом течении в канале постоянного сечения

$$\Delta p_{\text{ус}} = \rho_2 w^2_2 - \rho_1 w^2_1, \qquad (12.41)$$

где индексы 1 и 2 обозначают величины, определенные для входного и выходного сечений канала

Змеевики из круглых труб:

при $\text{Re}'_{\text{кр}} \leqslant \text{Re}_{\text{ж}} \leqslant \text{Re}''_{\text{кр}}$ (см. § 6.3) коэффициент сопротивления трения

$$\xi_D = 21{,}5\xi\, \text{Re}_{\text{ж}} \sqrt{d/D}\, (1{,}56 + \lg \text{Re}_{\text{ж}} \sqrt{d/D})^{-5{,}73}; \qquad (12.42)$$

при $\text{Re}_{\text{ж}} > \text{Re}''_{\text{кр}}$ коэффициент сопротивления трения

$$\xi_D = \xi[1 + 0{,}075 \text{Re}_{\text{ж}}^{0{,}25} (d/D)^{0{,}5}], \qquad (12.43)$$

где ξ — коэффициент сопротивления трения при турбулентном движении для прямой трубы при том же значении $\text{Re}_{\text{ж}}$, формулы (12.35)—(12.37).

12.3. Задачи

12.1. Теплоносителем с температурой на входе 300 °С и на выходе 200 °С нагревается нефть от 25 до 175 °С. Определить средние арифметический и логарифмический температурные напоры между теплоносителем и нефтью в теплообменнике для прямотока, противотока и перекрестного тока, выполненного по схемам в) и д) на рис. П 14 приложения.

12.2. Сухой насыщенный пар с давлением $6{,}18 \cdot 10^5$ Па конденсируется в теплообменнике на трубах, внутри которых движется вода, нагреваемая от 20 до 70 °С. Определить среднелогарифмический и среднеарифметический температурные напоры.

12.3. В теплообменнике горячим мазутом нагревается сырая нефть от 20 до 160 °С. При этом мазут остывает от 280 до 190 °С.

Найти средние температурные напоры — арифметический $\overline{\Delta t}_{\text{а}}$ и логарифмический $\overline{\Delta t}_{\text{л}}$ в теплообменнике для прямотока и противотока. Во сколько раз при противотоке поверхность нагрева будет меньше по сравнению с прямотоком, если в обоих случаях принять одинаковыми коэффициенты теплопередачи k и тепловые потоки Q? На сколько процентов уменьшится поверхность теплообмена при одинаковых k и Q, если при прямотоке использовать $\overline{\Delta t}_{\text{а}}$ вместо $\overline{\Delta t}_{\text{л}}$?

12.4. По условию задачи 12.3 определить, по какой схеме — д) или е) рис. П.14 приложения — следует выполнить теплообменник, чтобы он имел меньшую поверхность теплообмена при одинаковых k и Q?

12.5. Требуется охладить жидкость от 120 до 50 °С, для чего используется вода с температурой 10 °С. Конечная температура воды

24 °С. Определить необходимую поверхность охлаждения при прямотоке и противотоке, если коэффициент теплопередачи 1000 Вт/(м²·К) и передаваемый тепловой поток 14 кВт.

12.6. Определить поверхность нагрева рекуперативного теплообменника при прямоточном и противоточном движении теплоносителей. Теплоносителем является газ с начальной температурой 600 °С и конечной 300 °С. Необходимо нагреть 40 000 м³/ч воздуха (объем при нормальных физических условиях) от 30 до 250 °С. Принять коэффициент теплопередачи 20 Вт/(м²·К), теплоемкость воздуха постоянная.

12 7. В прямоточном теплообменнике вода охлаждает жидкость. Расход воды и ее начальная температура 0,25 кг/с и 15 °С. Те же величины для жидкости соответственно 0,07 кг/с и 140 °С. Коэффициент теплопередачи 35 Вт/(м²·К), и поверхность теплообмена 8 м². Теплоемкость жидкости 3 кДж/(кг·К). Найти конечные температуры воды и жидкости и переданный тепловой поток, если принять линейное изменение температур теплоносителей по длине теплообменника. Определить эффективность (КПД) охладителя.

12.8 По условию задачи 12.7 определить конечные температуры жидкости и воды и переданный тепловой поток, если принять экспоненциальное изменение температурного напора по длине теплообменника.

12.9. В противоточном теплообменнике охлаждается 0,5 м³/ч трансформаторного масла от 95 до 40 °С. Охлаждающая вода нагревается от 12 до 50 °С, коэффициенты теплоотдачи: со стороны масла 200, со стороны воды 800 Вт/(м²·К) Толщина стальной стенки 3 мм Стенка покрыта слоями ржавчины и накипи толщиной по 0,5 мм. Определить расход охлаждающей воды и необходимую поверхность теплообмена

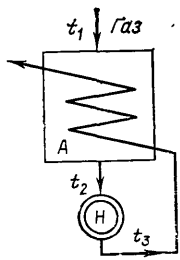


Рис 12.2. К задаче 12.11

12.10. Трубчатый теплообменник имеет поверхность теплообмена 48 м². В нем нагреваются 85,5 т/ч воды от 77 до 95 °С Греющей средой является насыщенный водяной пар при избыточном давлении $0{,}43 \cdot 10^5$ Па Найти коэффициент теплопередачи.

12.11. В межтрубное пространство аппарата *A* (рис. 12 2) поступает газ с $t_1 = 300$ °С. На выходе из аппарата газ имеет $t_2 = 430$ °С, проходит через нагреватель *H* и возвращается в трубы аппарата *A* при $t_3 = 560$ °С. Найти коэффициент теплопередачи в аппарате, если его поверхность нагрева 360 м², расход газа 10 т/ч, средняя теплоемкость газа 1,05 кДж/(кг·К), а потери в окружающую среду составляют 10% теплоты, полученной газом при нагреве в аппарате. Можно ли в данных условиях осуществить в аппарате прямоточную схему движения газа?

12.12. По стальному змеевику с диаметром витка 0,4 м и диаметром трубы 57×3,5 мм протекает 2 м³/ч трансформаторного масла, которое охлаждается от 90 до 30 °С. Охлаждение осуществляется водой, имеющей на входе 15 °С и на выходе 40 °С. Коэффициент теплоотдачи для воды 580 Вт/(м²·К). Термическое сопротивление стенки и ее загрязнений принять равным 0,0007 м²·К/Вт. Определить: а) схему движения теплоносителей; б) необходимую длину змеевика; в) расход охлаждающей воды.

12.13. Паровой калорифер изготовлен из 150 горизонтальных стальных труб диаметром 38×3 мм. По трубам проходит 5200 м³/ч воздуха (объем при нормальных физических условиях), который нагревается от 2 до 90 °С. Снаружи трубы обогреваются водяным паром с давлением $1{,}98 \cdot 10^5$ Па и влажностью 6%. Найти необходимую длину труб и расход греющего пара. Принять среднюю температуру стенки труб 90 °С, пар считать неподвижным, переохлаждение конденсата не учитывать.

12.14. Требуется испарить 1600 кг/ч жидкости, поступающей в испаритель при температуре кипения 127 °С. Теплота парообразования жидкости 377 кДж/кг. Нагрев происходит водяным паром при давлении $4{,}76 \cdot 10^5$ Па. Определить расход греющего пара, если он: а) сухой насыщенный; б) перегретый до 250 °С; в) влажный насыщенный со степенью сухости $x=0{,}8$. Водяной пар конденсируется полностью, конденсат отводится при температуре насыщения, теплоемкость перегретого пара принять 2,14 кДж/(кг·К). Для случая а) определить необходимую поверхность теплообмена, если средний коэффициент теплопередачи 809 Вт/(м²·К).

12.15. По трубам одного хода кожухотрубного теплообменника необходимо пропустить m, кг/ч, жидкости с вязкостью μ, Па·с, при ее средней температуре. Чтобы коэффициент теплоотдачи был достаточно высоким, число Рейнольдса должно быть не меньше 10^4. Какое наибольшее число труб с внутренним диаметром d, м, можно взять в теплообменнике?

12.16. Вычислить поверхность нагрева противоточного теплообменника для передачи 8 МДж теплоты в секунду, если на входе газ имеет температуру 380 °С, на выходе 210 °С. Температура воздуха на входе 150 °С. Расходы и теплоемкости газа и воздуха одинаковы, коэффициент теплопередачи 90 Вт/(м²·К). Можно ли осуществить данный нагрев воздуха, если теплообменник будет включен по прямоточной схеме?

12.17. Пучок труб в теплообменнике обтекается поперечным потоком нагреваемого трансформаторного масла, имеющего среднюю температуру $\bar{t}_ж$. Наружный диаметр труб d, поперечный и продольный шаги труб s_1 и s_2. Перед пучком скорость масла w_0. Число рядов труб в пучке z, число труб в одном ряду n. Средняя температура поверхности труб $\bar{t}_c$. Определить: а) какой длины должны быть трубы, если

тепловой поток равен Q? б) как изменится средний коэффициент теплоотдачи пучка, если вместо нагрева масла будет осуществляться его охлаждение? в) каковы будут средний коэффициент теплоотдачи пучка и длина труб, если в пучке станет нагреваться вода вместо трансформаторного масла? Данные для решения взять из таблицы.

12.18. Трубчатый шестирядный воздухонагреватель с коридорным расположением труб омывается воздухом в поперечном направлении под углом 60° к оси труб со скоростью перед пучком 4,87 м/с. Диаметр труб 44×2 мм, поперечный и продольный шаги труб 74 и 54 мм соответственно. Средняя температура воздуха 200 °С. Найти средний коэффициент теплоотдачи для пучка. Как изменится коэффициент

Таблица к задаче 12.17

Тип пучка	Вариант	w_0, м/с	s_1, мм	s_2, мм	d, мм	z	Вариант	n	$\bar{t}_ж$, °С	$\bar{t}_c$, °С	Q, МВт
Шахматное расположение труб в пучке	1	0,9	154	70	40	11	а	5	50	95	1,5
	2	1,1	144	80	55	10	б	9	55	95	1,7
	3	1,2	104	65	45	9	в	12	45	90	2,0
	4	1,0	156	65	40	8	г	10	60	95	1,6
	5	0,8	98	70	30	15	д	6	40	100	1,9
Коридорное расположение труб в пучке	6	0,7	80	70	50	9	е	7	40	90	1,8
	7	1,0	95	80	35	6	ж	10	60	100	1,9
	8	1,2	80	85	45	8	з	12	45	85	1,7
	9	1,1	100	72	48	10	и	8	55	90	1,6
	10	0,9	90	90	40	12	к	5	50	90	1,8

теплоотдачи, если трубы в пучке расположить в шахматном порядке?

12.19. Водовоздушный нагреватель выполнен из труб диаметром 38×3 мм. Греющая среда — воздух с температурой на входе t'_1 и на выходе t''_1. Нагреваемая вода имеет расход m, начальную температуру t'_2 и конечную t''_2. Коэффициенты теплоотдачи от воздуха к трубам α_1, от труб к воде α_2. Найти площадь поверхности нагрева аппарата, если он выполнен по прямоточной и противоточной схемам. Учесть загрязнение поверхности труб с одной стороны накипью толщиной 0,5 мм и с другой — слоем масла толщиной 0,1 мм. Кривизной стенки трубы можно пренебречь. Нагреватель теряет в окружающую среду 5% теплоты, получаемой водой. Данные для решения взять из таблицы.

12.20. Трубчатый теплообменник смонтирован из 187 труб диаметром 18×2 мм. Кожух выполнен из трубы диаметром 424×12 мм. По межтрубному пространству вдоль труб проходит 3000 м³/ч азота под давлением 0,15 МПа при средней температуре 10 °С. Определить средний коэффициент теплоотдачи со стороны азота.

12.21. Шахматный (или коридорный) пучок труб обтекается поперечным потоком воздуха со средней температурой 100 °С. Наружный диаметр трубы 50 мм. Количество рядов в пучке больше 18. Построить зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от скорости движения воздуха в узком сечении, взяв интервал от 5 до 20 м/с. На этом же графике построить зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости при наружном диаметре труб, равном 25 мм.

Таблица к задаче 12.19

Вариант	Материал труб	t'_1, °С	t''_1, °С	t'_2, °С	t''_2, °С	Вариант	m, т/ч	α_1, Вт/(м²·К)	$\alpha_2 \cdot 10^{-3}$, Вт/(м²·К)
1	Алюминий	350	250	30	200	а	2,0	30	2;0
2	Титан	380	200	40	150	б	4,0	40	3,0
3	Латунь	400	300	50	120	в	6,0	50	4,0
4	Медь	420	280	55	180	г	8,0	60	5,0
5	Сталь	450	260	60	190	д	2,5	65	6,0
6	Нержавеющая сталь	270	200	65	140	е	5,0	35	3,5
7	Латунь	360	220	70	170	ж	3,5	45	2,5
8	Титан	500	350	80	215	з	3,0	55	4,5

12.22. Шахматный (или коридорный) пучок из труб диаметром 80×4 мм омывается под углом 70° к оси труб потоком дымовых газов следующего состава: $\overline{p}_{CO_2} = 0,13$, $\overline{p}_{H_2O} = 0,11$, $\overline{p}_{N_2} = 0,76$. Скорость газов при подходе к пучку 10 м/с, температура на входе 1100 °С и на выходе 900 °С. Пучок состоит из 8 рядов труб, в каждом ряду — 8 труб, шаги труб в пучке $s_1 = s_2 = 1,5\,d$. Определить: 1) средний коэффициент теплоотдачи для пучка; 2) тепловой поток и длину труб, если поверхность теплообмена 45,2 м², а средняя температура стенки труб 400 °С; 3) как изменится для пучка коэффициент теплоотдачи, если количество рядов увеличить в 3 раза? 4) как изменится коэффициент теплоотдачи пучка, если диаметр труб уменьшить в 2 раза?

12.23. В противоточный поверхностный конденсатор подается 360 кг/ч водяного пара при температуре 120 °С и постоянном давлении 31 кПа. Пар охлаждается и конденсируется, отдавая теплоту воде, имеющей на входе температуру 20 °С. Конденсат выходит из конденсатора при температуре насыщения. Найти расход воды, необходимой для конденсации пара, и температуру воды на выходе из конденсатора. Принять, что в конденсаторе наименьшая разность температур между насыщенным паром и охлаждающей водой составляет 10 °С. Определить среднелогарифмический температурный напор между теплоносителями и тепловой поток от пара к воде.

12 24. По спиральному маслонагревателю движется масло МК со скоростью 2,7 м/с. Нагреватель имеет 15 витков диаметром 400 мм из трубки диаметром 53×1,5 мм Средняя температура масла 90 °С, стенки 100 °С. Найти потерю давления на трение в спиралях нагревателя. Шероховатость стенки не учитывать.

12 25. Двухходовой кожухотрубный теплообменник (рис. 12.3) имеет 120 труб диаметром 28×2 мм и длиной 3 м. По трубам движется вода со скоростью 1,2 м/с. Входной и выходной патрубки выполнены диаметром 180 мм. Средняя температура воды 110 °С, стенок труб 140 °С Коэффициенты местных сопротивлений: при входе в патрубок и выходе из него $\zeta_п = 1{,}5$; при входе в трубы и выходе из них $\zeta_т = 1$; при повороте потока на 180° из одного хода в другой в камере А, где скорость воды принять равной скорости в трубках, $\zeta_х = 2{,}8$. Определить сопротивление трения, местные сопротивления и полное гидравлическое сопротивление теплообменника.

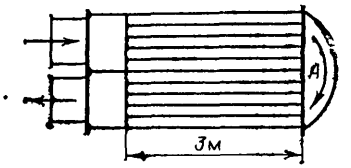


Рис. 12 3. К задаче 12 25

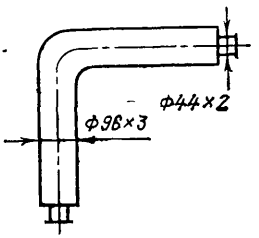


Рис. 12 4. К задаче 12 28

12.26. Шахматный пучок омывается поперечным потоком дымового газа со скоростью 25 м/с в узком сечении при средней температуре газа 700 °С. Характеристика пучка: диаметр труб 32×2 мм, поперечный шаг 1,2d, продольный шаг d, количество рядов по ходу газа 30. Определить гидравлическое сопротивление пучка.

12.27 Воздушный поток набегает на коридорный пучок под углом 90° к оси труб со скоростью 18 м/с в узком сечении. На входе воздух нагрет до 350 °С, а на выходе его температура 120 °С. Пучок изготовлен из труб диаметром 26×1,5 мм с шагами $s_1 = s_2 = 1{,}3d$. Найти гидравлическое сопротивление пучка, если он имеет 22 ряда труб. Определить мощность вентиляторной установки с КПД, равным 0,75, если расход воздуха 2500 кг/ч.

12.28. По изогнутой под углом 90° трубе (рис. 12 4) протекает вода со скоростью 0,9 м/с Труба стальная, сварная, умеренно заржавевшая с прямыми участками длиной по 5 м и диаметром 96×3 мм. На входе и выходе вварены патрубки диаметром 44×2 мм. Средняя температура воды 90 °С. Определить полное гидравлическое сопротивление движению воды с учетом шероховатости и мощность, потребляемую насосной установкой, имеющей КПД, равный 82%.

12.29 В длинной гладкой прямой трубе увеличена скорость турбулентного потока жидкости, что привело к возрастанию среднего коэффициента теплоотдачи в m раз. Во сколько раз увеличится при этом мощность установки на прокачивание жидкости, если принять, что коэффициент сопротивления трения ξ пропорционален $Re^{-0,25}$?

12.30 Уменьшение диаметра длинной прямой трубы привело к повышению коэффициента теплоотдачи в z раз при турбулентном режиме течения жидкости и постоянной скорости потока. Во сколько раз изменится мощность установки на прокачивание жидкости, если считать, что коэффициент сопротивления трения ξ пропорционален $Re^{-0,25}$?

12.31. Используя соотношение между эффективностью E и числом ЧЕП, найти поверхность теплообмена для прямоточного нагревателя воздуха. Коэффициент теплопередачи 38 Вт/(м²·К). Водяные эквиваленты воздуха 1,04 и греющей жидкости 4,16 кДж/К. Начальная и конечная температуры воздуха — соответственно 10 и 210 °С, жидкость на входе имеет температуру 300 °С. Во сколько раз уменьшится поверхность теплообмена, если нагреватель сделать по противоточной схеме?

12.32. Определить конечные температуры теплоносителей, проходящих через противоточный охладитель с поверхностью теплообмена 125 м² и коэффициентом теплопередачи 78 Вт/(м²·К). Для охлаждаемого газа водяной эквивалент равен 2,74 кДж/К, температура на входе 520 °С. Для охлаждающей жидкости эти значения соответственно равны 5,48 кДж/К и 55 °С. Расчет провести с помощью соотношения $E=f(\text{ЧЕП}, W_{\text{мин}}/W_{\text{макс}})$.

Таблица 1. Теплопроводность материалов

Материал	λ, Вт/(м К)
Алюминий	204
Асбест	0,151
Асбозурит	0,213
Асбослюда	0,208
Бетон	1,28
Бронза	64
Вата минеральная	0,052
Вермикулит	0,328
Вермикулитовые плиты	0 186
Винипласт	0,165
Диатомит молотый	0,314
Кирпич	
диатомовый	0,25
динасовый	0,35
красный	0,76
силикатный	0,82
шамотный	1,14
Латунь	93
Лед	2,22
Масляный слой загрязнения	0,15
Медь	384
Накипь	1,75
Новоасбозурит	0,175
Ньювель	0,11
Пенопласт	0,05
Пеношамот	0,29
Полиэтилен	0,29
Пористые отложения, пропитанные нефтепродуктами	0,1
Пробковые плиты	0,047
Резина	0,16
Ржавчина	1,15
Сажа	0,09
Снег уплотненный	0,46
Совелит	0,09
Сосна поперек волокон	0,151
Сталь углеродистая	45
Сталь нержавеющая	18
Стекловата	0,047
Стекло обыкновенное	0 745
Титан	15
Чугун	90
Шлаковата	0,16
Фарфор	1,04

Таблица 2. **Физические свойства сухого воздуха (давление $1{,}013 \cdot 10^5$ Па)**

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м К)	$\mu \cdot 10^6$, Па с	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$Pr = \nu/a$
—50	1,584	1,013	2,04	14,6	9,23	0,728
—40	1,515	1,013	2,12	15,2	10,04	0,728
—30	1,453	1,013	2,20	15,7	10,80	0,723
—20	1,395	1,009	2,28	16,2	11,79	0,716
—10	1,342	1,009	2 36	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2 59	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3 13	21,5	22,10	0,690
100	0.946	1,009	3,21	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	26,0	34,85	0,680
250	0 674	1,038	4,27	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	53,5	233,7	0,724

Таблица 3. **Физические свойства воды на линии насыщения**

t, °С	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м К)	$\mu \cdot 10^6$, Па с	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$\beta \cdot 10^4$, К⁻¹	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	1788	1,789	—0,63	13,67
10	1,013	999,7	4,191	57,4	1306	1,306	0,70	9,52
20	1 013	998,2	4,183	59,9	1004	1,006	1,82	7,02
30	1,013	995,7	4,174	61,8	801,5	0,805	3,21	5,42
40	1,013	992,2	4,174	63,5	653,3	0,659	3,87	4,31
50	1,013	988,1	4,174	64,8	549,4	0,556	4,49	3,54
60	1,013	983,2	4,179	65,9	469,4	0,478	5,11	2,98
70	1,013	977,8	4,187	66,8	406,1	0,415	5,70	2,55
80	1,013	971,8	4,195	67,4	355,1	0,365	6,32	2,21

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м К)	$\mu \cdot 10^6$, Па с	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$\beta \cdot 10^4$, K^{-1}	Pr
90	1,013	865,3	4,208	68,0	314,9	0,326	6,95	1,95
100	1,013	958,4	4,220	68,3	282,5	0,295	7,52	1,75
110	1,43	951,0	4,233	68,5	259,0	0,272	8,08	1,60
120	1,98	943,1	4,250	68,6	237,4	0,252	8,64	1,47
130	2,70	934,8	4,266	68,6	217,8	0,233	9,19	1,36
140	3,61	926,1	4,287	68,5	201,1	0,217	9,72	1,26
150	4,76	917,0	4,313	68,4	186,4	0,203	10,3	1,17
160	6,18	907,4	4,346	68,3	173,6	0,191	10,7	1,10
170	7,92	897,3	4,380	67,9	162,8	0,181	11,3	1,05
180	10,03	886,9	4,417	67,4	153,0	0,173	11,9	1,00
190	12,55	876,0	4,459	67,0	144,2	0,165	12,6	0,96
200	15,55	863,0	4,505	66,3	136,4	0,158	13,3	0,93
210	19,08	852,8	4,555	65,5	130,5	0,153	14,1	0,91
220	23,20	840,3	4,614	64,5	124,6	0,148	14,8	0,89
230	27,98	827,3	4,681	63,7	119,7	0,145	15,9	0,88
240	33,48	813,6	4,756	62,8	114,8	0,141	16,8	0,87
250	39,78	799,0	4,844	61,8	109,9	0,137	18,1	0,86
260	46,94	784,0	4,949	60,5	105,9	0,135	19,7	0,87
270	55,05	767,9	5,070	59,0	102,0	0,133	21,6	0,88
280	64,19	750,7	5,230	57,4	98,1	0,131	23,7	0,90
290	74,45	732,3	5,485	55,8	94,2	0,129	26,2	0,93
300	85,92	712,5	5,736	54,0	91,2	0,128	29,2	0,97
310	98,70	691,1	6,071	52,3	88,3	0,128	32,9	1,03
320	112,90	667,1	6,574	50,6	85,3	0,128	38,2	1,11
330	128,65	640,2	7,244	48,4	81,4	0,127	43,3	1,22
340	146,08	610,1	8,165	45,7	77,5	0,127	53,4	1,39
350	165,37	574,4	9,504	43,0	72,6	0,126	66,8	1,60
360	186,74	528,0	13,984	39,5	66,7	0,126	109	2,35
370	210,53	450,5	40,321	33,7	56,9	0,126	264	6,79

Таблица 4. Физические свойства водяного пара на линии насыщения

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ'', кг/м³	r, кДж/кг	c_p, кДж/(кг К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	Pr
10	0,0123	0,0106	2477,4	1,861	1,89	—	—	—
20	0,0233	0,0173	2453,8	1,866	1,94	510	—	—
30	0,0424	0,0304	2430,2	1,874	1,99	313	—	—
40	0,0737	0,0511	2406,5	1,885	2,06	188	—	—
50	0,123	0,0830	2382,5	1,898	2,12	119	—	—
60	0,199	0,1302	2358,4	1,915	2,19	80	—	—
70	0,311	0,198	2333,8	1,936	2,26	56	—	—
80	0,473	0,293	2308,9	1,962	2,32	38	—	—
90	0,701	0,423	2283,4	2,006	2,35	26	—	—
100	1,013	0,598	2256,8	2,135	2,372	20,02	11,97	1,08
110	1,43	0,826	2230,0	2,177	2,489	15,07	12,46	1,09
120	1,98	1,121	2202,8	2,206	2,593	11,46	12,85	1,09
130	2,70	1,496	2174,3	2,257	2,686	8,85	13,24	1,11

Продолжение табл. 4

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ'', кг/м³	r, кДж/кг	c_p, кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	Pr
140	3,61	1,966	2145,0	2,315	2,791	6,89	13,54	1,12
150	4,76	2,547	2114,3	2,395	2,884	5,47	13,93	1,16
160	6,18	3,258	2082,6	2,479	3,012	4,39	14,32	1,18
170	7,92	4,122	2049,5	2,583	3,128	3,57	14,72	1,21
180	10,03	5,156	2015,2	2,709	3,268	2,93	15,11	1,25
190	12,55	6,397	1978,8	2,586	3,419	2,44	15,60	1,30
200	15,55	7,862	1940,7	3,023	3,547	2,03	15,99	1,36
210	19,08	9,588	1900,5	3,199	3,722	1,71	16,38	1,41
220	23,20	11,62	1857,8	3,408	3,896	1,45	16,87	1,47
230	27,98	13,99	1813,0	3,634	4,094	1,24	17,36	1,54
240	33,48	16,76	1765,6	3,881	4,291	1,06	17,76	1,61
250	39,78	19,98	1715,8	4,158	4,512	0,913	18,25	1,68
260	46,94	23,72	1661,4	4,468	4,803	0,794	18,84	1,75
270	55,05	28,09	1604,4	4,815	5,106	0,688	19,32	1,82
280	64,19	33,19	1542,9	5,234	5,489	0,600	19,91	1,90
290	74,45	39,15	1473,3	5,694	5,827	0,526	20,60	2,01
300	85,92	46,21	1404,3	6,280	6,268	0,461	21,29	2,13

Таблица 5. **К нестационарной теплопроводности пластин толщиной 2 δ [коэффициенты для расчета охлаждения (нагреваиия)]**

Bi	μ_1	μ_1^2	P	N
0,01	0,0998	0,0100	0,997	1,002
0,02	0,1410	0,0199	0,933	1,003
0,04	0,1987	0,0397	0,987	1,006
0,06	0,2425	0,0584	0,981	1,010
0,08	0,2791	0,0778	0,974	1,013
0,10	0,3111	0,0968	0,967	1,016
0,12	0,3397	0,1154	0,960	1,020
0,14	0,3656	0,1337	0,954	1,023
0,16	0,3896	0,1518	0,948	1,026
0,18	0,4119	0,1697	0,942	1,029
0,20	0,4328	0,1874	0,936	1,031
0,22	0,4525	0,2048	0,930	1,043
0,24	0,4713	0,2220	0,924	1,037
0,26	0,4889	0,2390	0,918	1,040
0,28	0,5058	0,2558	0,912	1,042
0,30	0,5218	0,2723	0,906	1,045
0,35	0,5590	0,3125	0,891	1,052
0,40	0,5932	0,3516	0,877	1,058
0,45	0,6240	0,3899	0,863	1,064
0,50	0,6533	0,4264	0,849	1,070
0,55	0,6800	0,462	0,836	1,076
0,60	0,7051	0,497	0,823	1,081
0,70	0,7506	0,564	0,798	1,092
0,80	0,7910	0,626	0,774	1,102
0,90	0,8274	0,684	0,751	1,111

Bi	μ_1	μ_1	P	N
1,00	0,8603	0,740	0,729	1,119
1,20	0,9171	0,841	0,689	1,134
1,40	0,9649	0,931	0,653	1,148
1,60	1,0008	1,016	1,159	1,619
1,80	1,0440	1,090	0,587	1,169
2,00	1,0769	1,160	0,559	1 179
2,20	1,1054	1,222	0,535	1,186
2,40	1,1300	1,277	0,510	1,193
2,60	1,1541	1,322	0,488	1,200
2,80	1,1747	1,380	0,468	1,205
3,00	1,1925	1,420	0,448	1,210
3,20	1,2330	1,520	0,406	1,221
4,00	1,2646	1,590	0,370	1,229
5,00	1,3138	1,73	0,314	1,240
6,00	1,3496	1,82	0,273	1,248
7,00	1,3766	1,90	0,241	1,254
8,00	1,3978	1,95	0,216	1,257
9,00	1,4149	2,00	0,196	1,260
10,00	1,4289	2,04	0,180	1,262

Таблица 6 К нестационарной теплопроводности цилиндра радиусом r_0 [коэффициенты для расчета охлаждения (нагревания)]

Bi	μ_1	μ_1^2	P_0	N_0
0,01	0,1412	1,0200	0,998	1,002
0,02	0,1995	0,0398	0,995	1,005
0,04	0,2814	0,0792	0,990	1,010
0,06	0,3438	0,1183	0,985	1,014
0,08	0,3960	0,1569	0,980	1,019
0,10	0,4417	0,1951	0,975	1,024
0,12	0,4726	0,2329	0,970	1,029
0,14	0,5200	0,2704	0,965	1,034
0,16	0,5545	0,3075	0,960	1,039
0,18	0,5868	0,3443	0,956	1,044
0,20	0,6170	0,3807	0,951	1,048
0,22	0,6455	0,4167	0,946	1,053
0,24	0,6726	0,4524	0,941	1,057
0,26	0,6983	0,4877	0,937	1,052
0,28	0,7229	0,5226	0,932	1,067
0,30	0,7465	0,5572	0,927	1,071
0,35	0,8012	0,642	0,915	1,082
0,40	0,8516	0,726	0,903	1,093
0,45	0,8978	0 806	0,891	1,103
0,50	0,9408	0,888	0,880	1,114
0,55	0,9808	0,962	0,869	1,124
0,60	1,0184	1,036	0,858	1,134

Продолжение табл. 6

Bi	μ_1	μ_1^2	P_0	N_0
0,70	1,0873	1,184	0,836	1,154
0,80	1,1490	1,322	0 815	1,172
0,90	1,2048	1,453	0,795	1,190
1,00	1 2558	1,580	0,774	1,208
1 20	1,3450	1,81	0,738	1,239
1,40	1,4250	2,03	0,704	1,268
1,60	1,4900	2,22	0,671	1,295
1 80	1,5460	2,39	0,639	1,319
2,00	1,5994	2,55	0,610	1,340
2,2	1,6432	2,70	0,584	1,357
2 4	1,6852	2,84	0,558	1,375
2,6	1,7234	2,97	0,534	1,392
2,8	1,7578	3 09	0,513	1,406
3 0	1,7887	3 20	0,492	1,420
3,5	1,8547	3,44	0,446	1,449
4,0	1,9081	3,64	0,407	1,472
5,0	1,9898	3,96	0,345	1,504
6,0	2,0490	4,20	0,299	1,527
7,0	2,0937	4,38	0 262	1,541
8,0	2,1286	4,53	0,234	1,551
9,0	2,1566	4,65	0,210	1,560
10,0	2,1795	4 75	0,191	1,566

Таблица 7. **Физические свойства дымовых газов (B=1,013·10^5 Па)**
Состав: $\overline{p}_{CO_2}$=0,13; $\overline{p}_{H_2O}$=0,11; $\overline{p}_{N_2}$=0,76

t, °C	ρ, кг/м^3	c_p, кДж/(кг К)	λ 10, Вт/(м К)	ν 10^6, м^2/с	Pr
100	0,950	1,068	3,13	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	45,81	0,65
400	0 525	1,151	5,70	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	152,5	0,59
1000	0,275	1,305	10,90	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	221,0	0,56

Таблица 8. **Физические свойства жидких металлов**

Металл	t, °С	ρ, кг/м³	λ, Вт/(м К)	c_p, кДж/(кг К)	$a\,10^6$, м²/с	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr 10^2
Висмут	300	10 030	13,0	0,151	8,61	17,1	1,98
	500	9785	15,8	0,151	10,8	12,2	1,13
Натрий	300	878	70,9	1,281	63,0	39,4	0,63
	500	829	57,0	1,273	54,2	28,9	0,53
Олово	300	6940	33,7	0,255	19,0	24,0	1,26
	400	6865	33,1	0,255	18,9	20,0	1,06
	500	6790	32,6	0,255	18,8	17,3	0,92
Ртуть	150	13 230	9,65	0,1373	5,30	8,6	1,62
	200	13 120	10,3	0,1373	5,72	8,0	1,40
Сплав 25% Na+75 % K	500	753	28,4	0,967	39,0	26,7	0,69
	600	729	29,6	0,934	43,6	23,7	0,54

Таблица 9. **Поправка $\varepsilon_l = f\left(\frac{l}{d_{экв}}; \mathrm{Re}_ж\right)$ на начальный термический участок при турбулентном течении в трубах**

$\mathrm{Re}_ж$	При отношении $l/d_{экв}$						
	5	10	15	20	30	40	50 и более
$1\ 10^4$	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2\ 10^4$	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5\ 10^4$	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1\ 10^5$	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1\ 10^6$	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Таблица 10 **Поправка $\varepsilon_l = f(l\ d_{экв})$ на начальный термический участок при ламинарном течении в трубах**

$l/d_{экв}$	5	10	15	20	30	40	50 и более
ε_l	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

Таблица 11. **Удельная теплоемкость газов c_p, кДж/(кг·К), при давлении 0,1 МПа***

T, К	Азот	Аргон	Водород	Кислород	Окись углерода	Двуокись углерода
260	1,041	0,522	14,15	0,916	1,040	—
280	1,041	0,522	14,24	0,917	1,040	0,830
300	1,041	0,522	14,31	0,920	1,041	0,851
350	1,042	0,521	14,43	0,929	1,043	0,900

Продолжение табл. 11

T, К	Азот	Аргон	Водород	Кислород	Окись углерода	Двуокись углерода
400	1,045	0,521	14,48	0,942	1,048	0,942
450	1,050	0,521	14,50	0,956	1,055	0,981
500	1,056	0,521	14,52	0,972	1,064	1,020

* С допустимым приближением данными таблицы можно пользоваться и при давлении порядка нескольких бар.

Таблица 12. **Физические свойства трансформаторного масла**

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг К)	λ, Вт/(м К)	$\nu\,10^6$, м²/с	$\beta\,10^4$, $К^{-1}$	Pr
10	886,4	1,620	0,1115	37,9	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	22,5	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1098	14,7	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	10,3	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	7,58	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	5,78	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	4,54	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	3,66	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	3,03	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	2,56	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	2,20	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	1.92	7,40	34,9

Таблица 13 **Физические свойства масла МК**

t, °С	ρ, кг/м³	c_p, кДж/(кг К)	λ, Вт/(м К)	$\nu\,10^6$, м²/с	$\beta\,10^4$, $К^{-1}$	Pr
10	911,0	1,645	0,1510	3883	8,56	39 000
20	903,0	1,712	0,1485	1514	8,64	15 800
30	894,5	1,758	0,1461	691,2	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	342,0	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	186,2	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	110,6	8,95	1320
70	864,0	1,943	0,1363	69,3	9,03	858
80	856,0	1,898	0,1340	46,6	9,12	591
90	848,2	2,035	0,1314	32,3	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	24,0	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	17,4	9,37	245

Таблица 14. **Величины A, E, D, M для расчета теплоотдачи при конденсации водяного пара [формулы (8.3), (8.4), (8.6), (8.8), (8.9)]**

t_s, °С	A	E	$A^{0,78}$	$D=EA^{0,78}$	M
20	5,16	2469	3,60	8888	6136,6
30	7,88	1942	5,00	9717	6621,8
40	11,4	1575	6,67	10 511	7080,9

Продолжение табл. 1

t_s, °C	A	E	$A^{0,78}$	$D=EA^{0,78}$	M
50	15,6	1307	8,52	11 141	7474,9
60	20,9	1105	10,71	11 832	7831,6
70	27,1	948	13,11	12 431	8163,3
80	34,5	820	15,83	12 981	8450,4
90	42,7	718	18,69	13 423	8711,3
100	51,5	637	21,64	13 783	8918,5
110	60,7	575	24,60	14 143	9076,0
120	70,3	523	27,58	14 425	9212,8
130	82,0	472	31,10	14 680	9342,9
140	94,0	431	34,60	14 911	9444,6
150	107	394	38,27	15 080	9533,5
160	122	361	42,40	15 306	9605,2
170	136	332	46,15	15 321	10263,5
180	150	310	49,81	15 442	9608,3
190	167	285	54,16	15 437	9601,9
200	182	266	57,92	15 408	9543,8
210	197	249	61,61	15 342	9450,4
220	218	227	66,68	15 136	9326,0
230	227	217	68,82	14 933	9186,8
240	246	202	73,27	14 801	9046,2
250	264	188	77,42	14 555	8888,0
260	278	176	80,60	14 186	8656,4
270	296	164	84,65	13 882	8395,1
280	312	152	88,19	13 405	8112,4
290	336	139	93,44	12 988	7817,4
300	354	128	97,32	12 457	7473,4

Примечание. Обозначения:

$A=\frac{\lambda}{r\rho\nu}\left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{1/3}$, м$^{-1}\cdot$К$^{-1}$; $E=r\rho\nu$, Вт/м; $D=(r\rho\nu)^{0,22}\lambda^{0,78}(g/\nu^2)^{0,26}$, Вт/(м$^{1,78}\cdot$К^{0,78});

$M=[2,71\,r\lambda^3(\rho-\rho_{\perp})/\nu]^{0,25}$, Вт/(м^{1,75} К^{0,75}).

Таблица 15. **Величины l_S, A_S, B_S для расчета теплоотдачи при кипении воды [формулы (9.1)—(9.4)]**

t_s, °C	$l_s\,10^6$, м	$A_s\cdot10^6$, м^2/Вт	$B_S\,10^2$, К$^{-1}$
30	16 450	276 870	1040
40	5950	73 345	782
50	2305	20 894	587
60	960	6543	450
70	423	2201	347
80	197	798	273
90	96,0	304	216
100	48,7	122,4	172
110	25,9	51,8	138
120	14,2	22,8	110
130	8,05	10,7	96,0
140	4,70	5,13	75,0
150	2,82	2,58	60,5
160	1,73	1,33	52,6

t_s, °C	$l_s \cdot 10^6$, м	$A_s \cdot 10^6$, м²/Вт	$B_s \cdot 10^2$, К⁻¹
170	1,08	0,710	44,5
180	0,715	0,396	37,5
190	0,450	0,216	32,2
200	0,296	0,123	27,5
210	0,200	0,0718	23,5
220	0,136	0,0426	20,2
230	0,0938	0,0254	17,3
240	0,0646	0,0155	15,1
250	0,0451	0,00989	13,6
260	0,0318	0,00593	11,4
280	0,0158	0,00243	8,80
300	0,00800	0,000911	6,16
310	0,00565	0,000609	5,64
320	0,00398	0,000388	4,93
330	0,00278	0,000249	4,34
340	0,00192	0,000158	3,77
350	0,00126	0,0000989	3,36

Примечание. Обозначения:

$$l_s = \frac{c_p \rho \sigma T_s}{(r\rho'')^2}\ ;\ A_s = \frac{l_s}{r\rho''\nu}\ ;\ B_s = \frac{\lambda}{r\rho''\nu}\ .$$

Таблица 16. **Интегральный коэффициент теплового излучения материалов**

Материал	ε	Материал	ε
Алюминий:		Медь:	
шероховатый	0,055	окисленная	0,62
окисленный	0,15	полированная	0,02
полированный	0,048	Никель окисленный	0,4
Алюминиевая краска	0,5	Нихромовая проволока	0,96
Бетон	0,8	Серебро полированное	0,02
Железо литое необработанное	0,91	Сталь:	
		окисленная	0,80
Кирпичная кладка (красный кирпич)	0,93	окисленная, шероховатая	0,95
		полированная	0,54
Латунь:		Хром	0,17
окисленная	0,6	Чугун:	
полированная	0,03	обточенный	0,65
прокатанная	0,20	шероховатый, окисленный	0,96
Масляная краска	0,94		

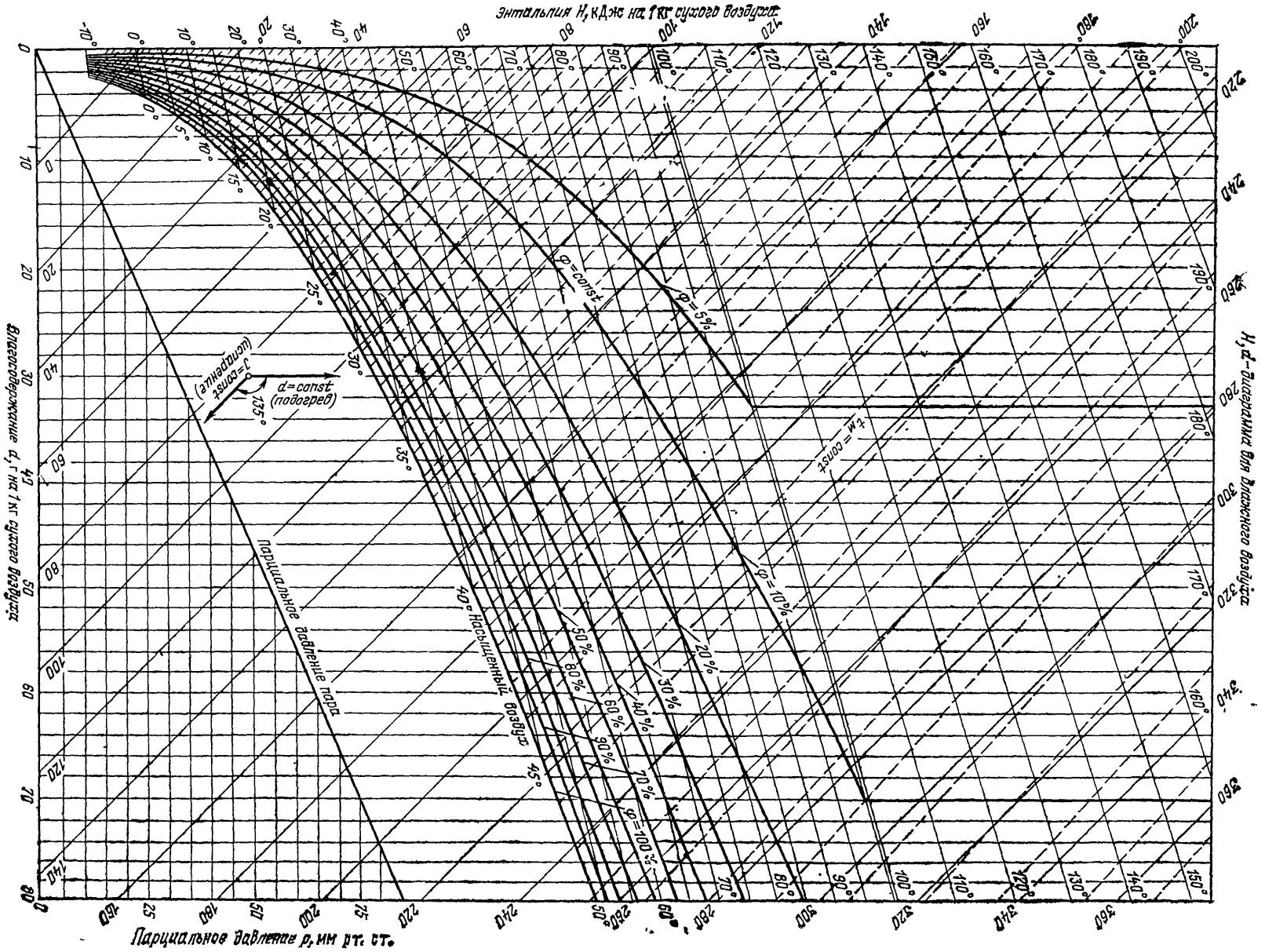


Рис. П 17 *H*, *d*-диаграмма для влажного воздуха при p=745 мм рт ст (около 99 309 Па)

Таблица 17. **Давление насыщенного водяного пара $p_s \cdot 10^{-5}$, Па, в зависимости от температуры**

°C	°C									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,006108	0,006566	0,007054	0,007575	0,008129	0,008718	0,009346	0,010012	0,010721	0,011473
10	0,012271	0,013118	0,014015	0,014967	0,015974	0,017041	0,018170	0,019364	0,020626	0,021960
20	0,023368	0,024855	0,026424	0,028079	0,029824	0,031663	0,033600	0,035639	0,037785	0,040043
30	0,042417	0,044913	0,047536	0,050290	0,053182	0,056217	0,059401	0,062740	0,066240	0,069907
40	0,073749	0,077772	0,081983	0,086390	0,090998	0,095817	0,100854	0,10612	0,11161	0,11735
50	0,12335	0,12960	0,13612	0,14292	0,15001	0,15740	0,16510	0,17312	0,18146	0,19015
60	0,19919	0,20859	0,21837	0,22854	0,23910	0,25008	0,26148	0,27332	0,28561	0,29837
70	0,31161	0,32533	0,33957	0,35433	0,36963	0,38548	0,40190	0,41890	0,43650	0,45473
80	0,47359	0,49310	0,51328	0,53415	0,55572	0,57803	0,60107	0,62488	0,64947	0,67486
90	0,70108	0,72814	0,75607	0,78488	0,81460	0,84525	0,87685	0,90943	0,94301	0,97760

Таблица 18. **Психрометрическая таблица для определения относительной влажности воздуха φ, %**

Температура по сухому термометру t_c, °C	Разность между показаниями сухого и мокрого термометров ($t_c - t_м$), °C																
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	Относительная влажность воздуха																
1	83	65	48	31	14	0											
5	86	71	58	43	31	17	4	0									
10	88	77	64	53	43	32	22	13	3	0							
15	90	80	70	61	51	43	34	26	18	11	4	0					
20	91	81	73	65	58	50	42	37	30	24	17	12	5	0			
25	92	84	76	68	60	54	48	42	36	30	25	20	16	11	6	1	
30	92	85	79	72	66	59	53	50	45	40	36	30	25	19	16	11	7
35	93	86	80	74	68	65	60	55	50	45	41	38	35	28	24	20	16
40	93	87	81	76	71	67	64	57	53	48	44	41	37	34	29	26	24

Таблица 19. Функции Бесселя первого рода нулевого $J_0(x)$ и первого $J_1(x)$ порядков

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
0,0	1,0000	0,0000	4,9	—0,2097	—0,3147
0,1	0,9975	0,0499	5,0	—0,1776	—0,3276
0,2	0,9900	0,0995	5,1	—0,1443	—0,3371
0,3	0,9776	0,1483	5,2	—0,1103	—0,3432
0,4	0,9604	0,1960	5,3	—0,0758	—0,3460
0,5	0,9385	0,2423	5,4	—0,0412	—0,3453
0,6	0,9120	0,2867	5,5	—0,0068	—0,3414
0,7	0,8812	0,3290	5,6	0,0270	—0,3343
0,8	0,8463	0,3688	5,7	0,0599	—0,3241
0,9	0,8075	0,4059	5,8	0,0917	—0,3110
1,0	0,7652	0,4400	5,9	0,1220	—0,2951
1,1	0,7196	0,4709	6,0	0,1506	—0,2767
1,2	0,6711	0,4983	6,1	0,1773	—0,2559
1,3	0,6201	0,5220	6,2	0,2017	-0,2329
1,4	0,5669	0,5419	6,3	0,2238	—0,2081
1,5	0,5118	0,5579	6,4	0,2433	—0,1816
1,6	0,4554	0,5699	6,5	0,2601	—0,1538
1,7	0,3980	0,5778	6,6	0,2740	—0,1250
1,8	0,3400	0,5815	6,7	0,2851	—0,0953
1,9	0,2818	0,5812	6,8	0,2931	—0,0652
2,0	0,2239	0,5767	6,9	0,2981	—0,0349
2,1	0,1666	0,5683	7,0	0,3001	—0,0047
2,2	0,1104	0,5560	7,1	0,2991	0,0252
2,3	0,0555	0,5399	7,2	0,2951	0,0543
2,4	0,0025	0,5202	7,3	0,2882	0,0826
2,5	—0,0484	0,4971	7,4	0,2786	0,1096
2,6	—0,0968	0,4708	7,5	0,2663	0,1352
2,7	—0,1424	0,4416	7,6	0,2516	0,1592
2,8	—0,1850	0,4097	7,7	0,2346	0,1813
2,9	—0,2243	0,3754	7,8	0,2154	0,2014
3,0	—0,2600	0,3391	7,9	0,1944	0,2192
3,1	—0,2921	0,3009	8,0	0,1716	0,2346
3,2	—0,3202	0,2613	8,1	0,1475	0,2476
3,3	—0,3443	0,2207	8,2	0,1220	0,2580
3,4	—0,3643	0,1792	8,3	0,0960	0,2657
3,5	—0,3801	0,1374	8,4	0,0692	0,2708
3,6	—0,3918	0,0955	8,5	0,0419	0,2731
3,7	—0,3992	0,0538	8,6	0,0146	0,2728
3,8	—0,4026	0,0128	8,7	—0,0125	0,2697
3,9	—0,4018	—0,0272	8,8	—0,0392	0,2641
4,0	—0,3971	—0,0660	8,9	—0,0652	0,2559
4,1	—0,3887	—0,1033	9,0	—0,0903	0,2453
4,2	—0,3766	—0,1386	9,1	—0,1142	0,2324
4,3	—0,3610	—0,1719	9,2	—0,1368	0,2174
4,4	—0,3423	—0,2028	9,3	—0,1577	0,2004
4,5	—0,3205	—0,2311	9,4	—0,1768	0,1816
4,6	—0,2961	—0,2666	9,5	—0,1939	0,1613
4,7	—0,2693	—0,2791	9,6	—0,2090	0,1395
4,8	—0,2404	—0,2985	9,7	—0,2218	0,1116

Продолжение табл.19

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
9,8	—0,2323	0,0928	11,5	—0,0677	—0,2284
9,9	—0,2403	0,0684	11,6	—0,0446	—0,2320
10,0	—0,2459	0,0435	11,7	—0,0213	—0,2333
10,1	—0,2490	0,0184	11,8	0,0020	—0,2323
10,2	—0,2496	—0,0066	11,9	0,0250	—0,2290
10,3	—0,2477	—0,0313	12,0	0,0477	—0,2234
10,4	—0,2434	—0,0555	12,1	0,0697	—0,2158
10,5	—0,2366	—0,0788	12,2	0,0908	—0,2060
10,6	—0,2276	—0,1012	12,3	0,1108	—0,1943
10,7	—0,2164	—0,1224	12,4	0,1296	—0,1807
10,8	—0,2032	—0,1422	12,5	0,1469	—0,1655
10,9	—0,1881	—0,1604	12,6	0,1626	—0,1487
11,0	—0,1712	—0,1768	12,7	0,1766	—0,1307
11,1	—0,1528	—0,1913	12,8	0,1887	—0,1114
11,2	—0,1330	—0,2038	12,9	0,1988	—0,0912
11,3	—0,1121	—0,2143	13,0	0,2069	—0,0703
11,4	—0,0902	—0,2224	13,1	0,2129	—0,0488

Таблица 20. **Множители для образования десятичных кратных и дольных единиц**

Приставки	Множитель	Обозначение		Приставки	Множитель	Обозначение	
		русское	международное			русское	международное
тера	10^{12}	Т	*T*	деци	10^{-1}	д	*d*
гига	10^{9}	Г	*G*	санти	10^{-2}	с	*c*
мега	10^{6}	М	*M*	милли	10^{-3}	м	*m*
кило	10^{3}	к	*k*	микро	10^{-6}	мк	μ
гекто	10^{2}	г	*h*	нано	10^{-9}	н	*n*
дека	10	да	*da*	пико	10^{-12}	п	*p*

Таблица 21 **Соотношения между единицами различных систем**

Величина	Соотношение между единицами
Давление	1 Па = 1 Н/м² 1 бар = 10^5 Па = 100 кПа = 0,1 МПа = 1000 гПа 1 техн ат. = 9,81 10^4 Па = 735,6 мм рт ст = = 10 м вод ст 1 физ ат = 10,13 10^4 Па = 760 мм рт. ст. = = 10,33 м вод ст 1 мм рт ст. = 133,3 Па 1 мм вод ст = 9,81 Па
Работа, энергия, количество теплоты	1 ккал = 4,1868 кДж 1 кВт ч = 3,6 10^3 кДж 1 кДж = 0,239 ккал
Мощность	1 Вт = 1 Дж/с = 0,86 ккал/ч 1 кДж/ч = 0,278 Вт 1 ккал/ч = 1,163 Вт

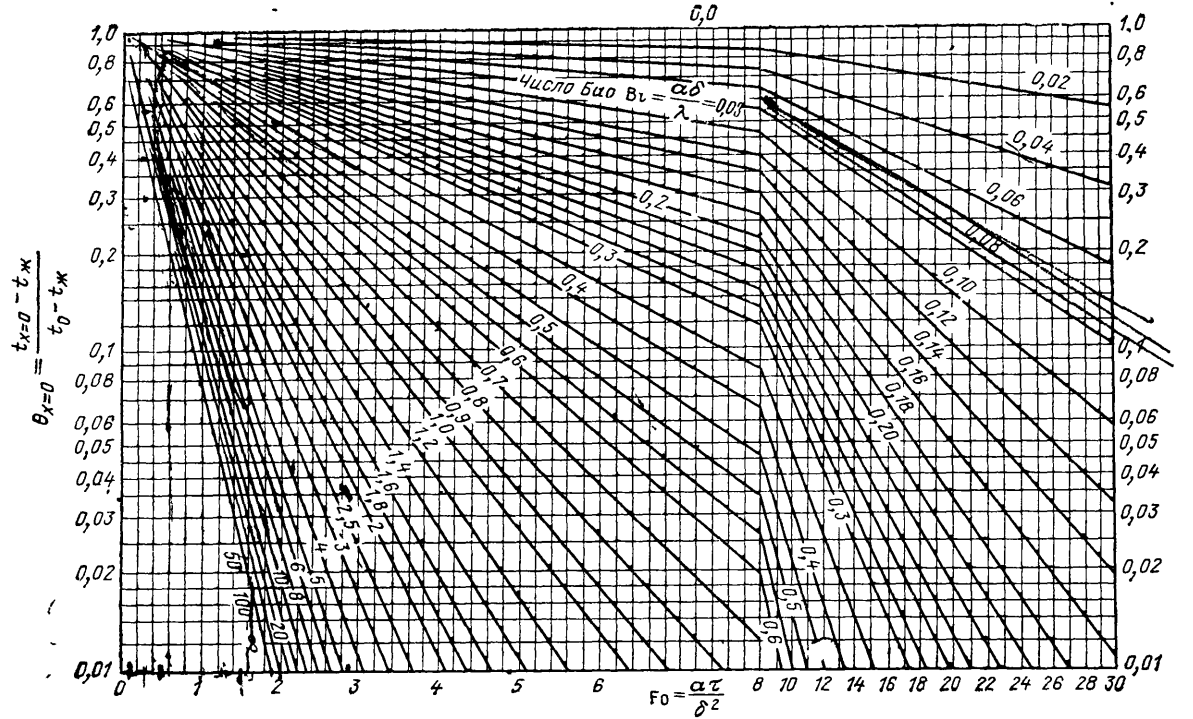


Рис П 1 Безразмерная температура Θ для середины пластины в зависимости от Bi и Fo

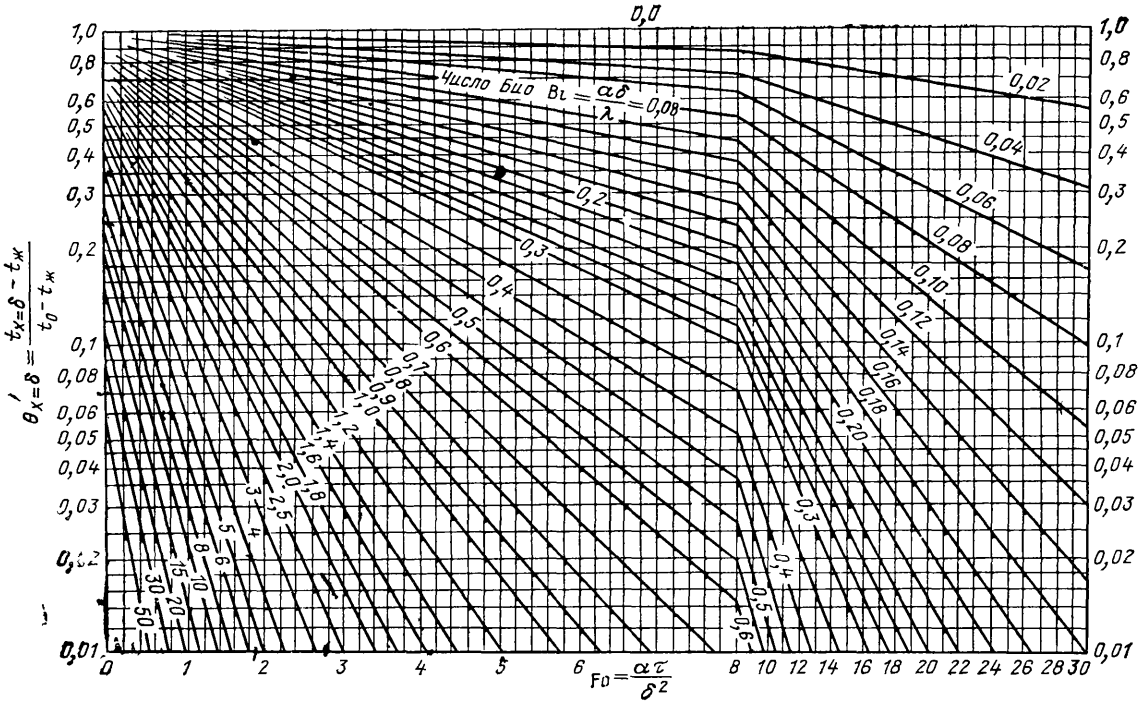


Рис П 2 Безразмерная температура Θ для поверхности пластины в зависимости от Bi и Fo

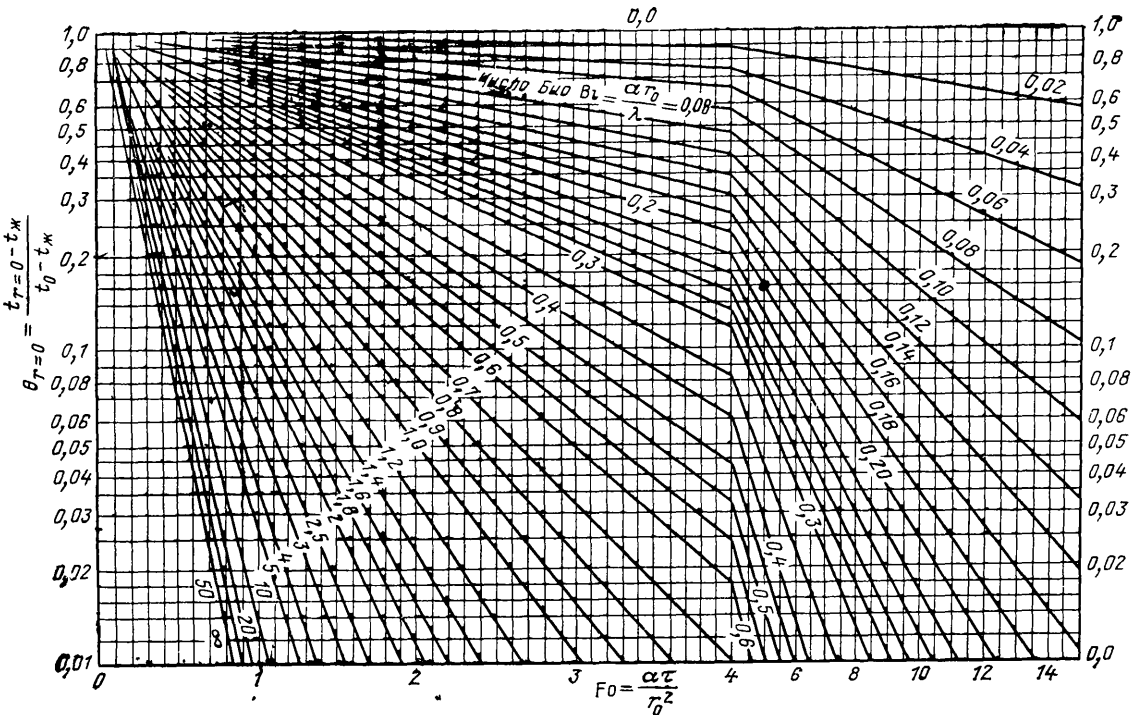


Рис П 3 Безразмерная температура Θ для оси цилиндра в зависимости от Bi и Fo

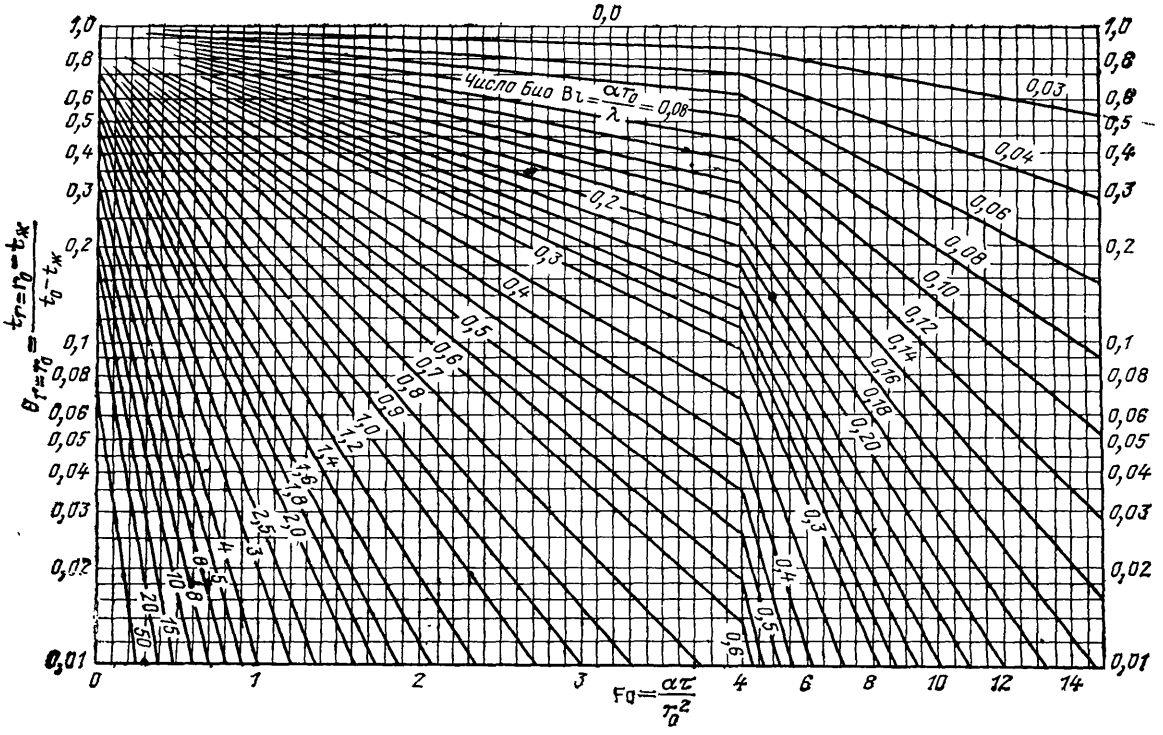


Рис. П.4. Безразмерная температура Θ для поверхности цилиндра в зависимости от Bi и Fo

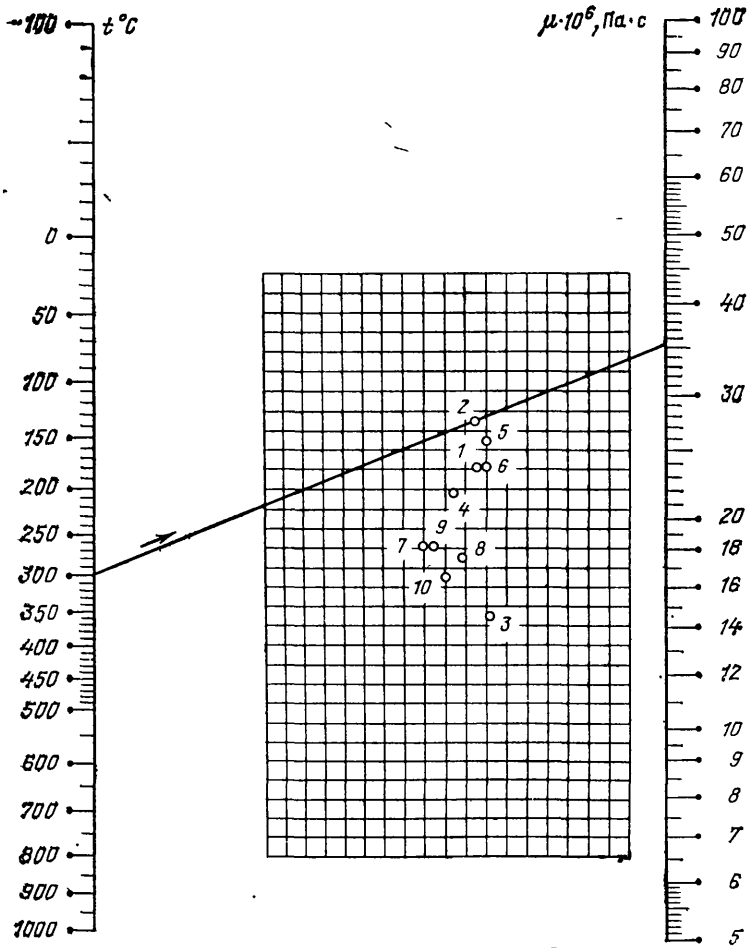


Рис. П.5. Динамическая вязкость μ газов при атмосферном давлении, Па·с:

1 — азот; *2* — аргон; *3* — водород; *4* — диоксид углерода; *5* — кислород; *6* — оксид углерода; *7* — водяной пар, *8* — метан; *9* — аммиак; *10* — этан; пример пользования для аргона при 300 °С $\mu = 35{,}5 \cdot 10^{-6}$ Па·с; с допустимым приближением данными номограммы можно пользоваться и при давлениях, в несколько раз превышающих атмосферное

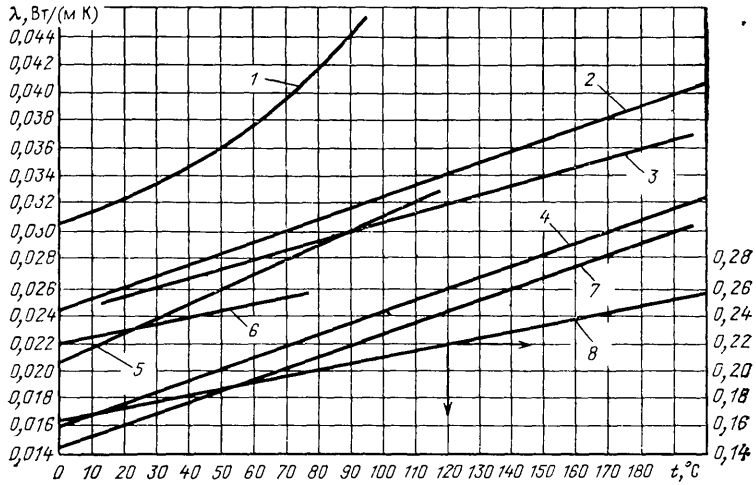


Рис П 6 Теплопроводность λ, Вт/(м К), газов при атмосферном давлении

1 — метан, *2* — кислород, *3* — азот, *4* — водяной пар, *5* — аммиак, *6* — оксид углерода, *7* — диоксид углерода, *8* — водород (правая шкала), с допустимым приближением данными диаграммы можно пользоваться и при давлениях, в несколько раз превышающих атмосферное

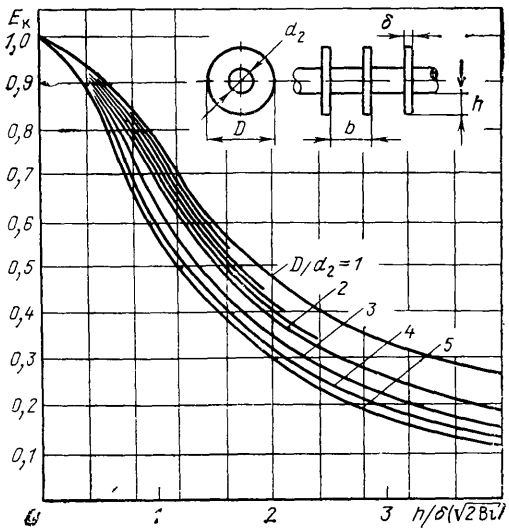


Рис П 8 Коэффициент эффективности $E_к$, круглого ребра

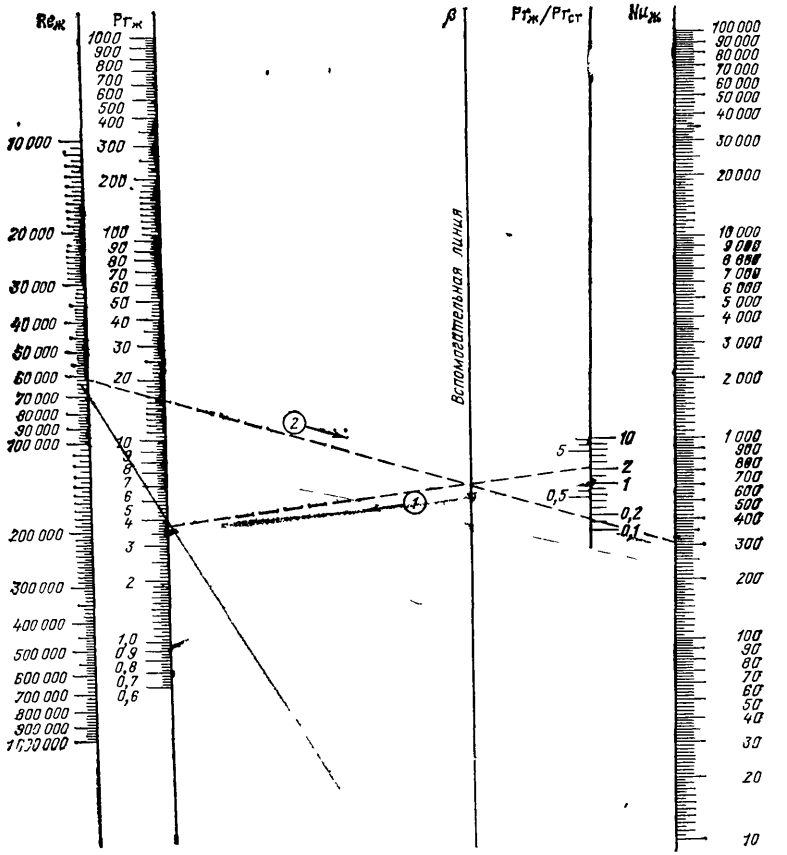


Рис П 7 Определение числа Нуссельта при турбулентном течении жидкости в прямых трубах, а также вдоль плоской поверхности формула $\overline{Nu}_{ж\,d}=0{,}021Re_{ж\,d}^{0{,}8}Pr_{ж}^{0{,}43}(Pr_{ж}/Pr_{c})^{0}$ пример на номограмме известны значения $Pr_{ж}=3{,}75$ и $Pr_{ж}/Pr_{ст}=2$ Соединяем эти точки на шкалах прямой линией *1* и через полученную точку на вспомогательной линии β проводим линию *2* от известного значения $Re_{ж\,d}=61\,000$ до шкалы с $Nu_{ж\,d}$, на которой находим $Nu_{ж\,d}=300$ по номограмме можно определять $\overline{Nu}_{ж\,l}$ для потока, движущегося вдоль плоской стенки, тогда найденное значение $\overline{Nu}_{ж\,l}$ надо умножить на коэффициент 0 037 0,021=1,76 [см формулу (6 4)]

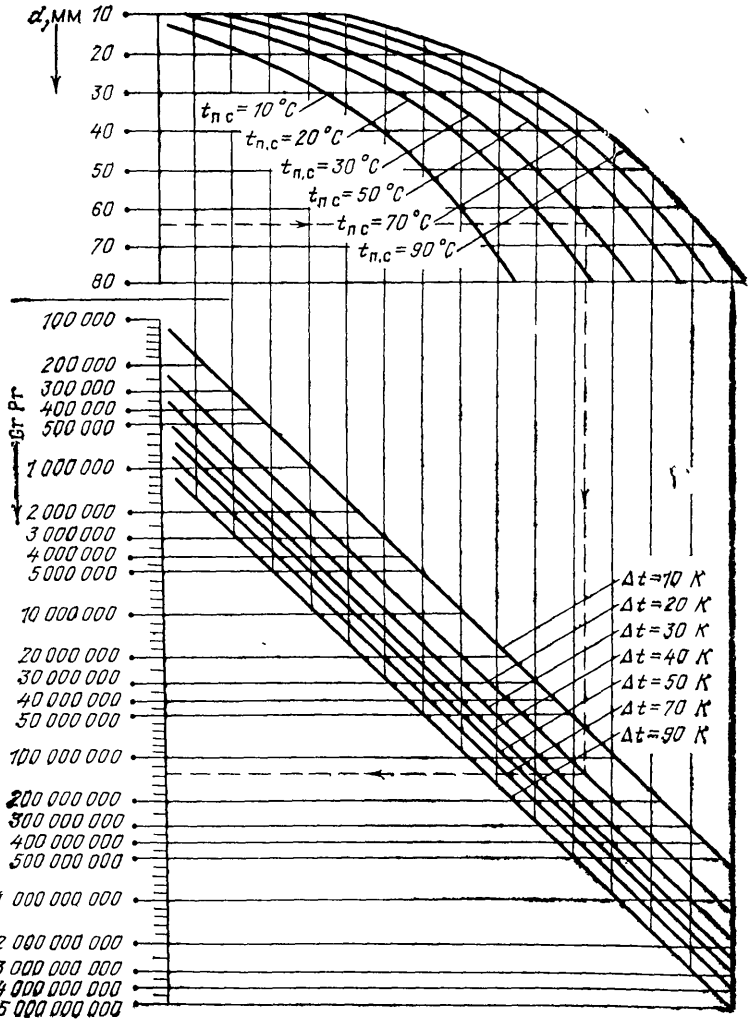


Рис. П.9. Определение произведения чисел $(Gr\ Pr)_{п\,с}$ для воды: на номограмме линии $t_{п.с}$ — средняя температура пограничного слоя, $t_{п\,с} = 0{,}5(t_с + t_в)$; Δt — разность температур стенки и воды, $\Delta t = t_с - t_в$. Пример на номограмме: наружный диаметр трубы $d = 64$ мм, $t_{п\,с} = 30$ °С, $\Delta t = 20$ К, находим $(Gr\ Pr)_{п.с} \approx 135 \cdot 10^6$

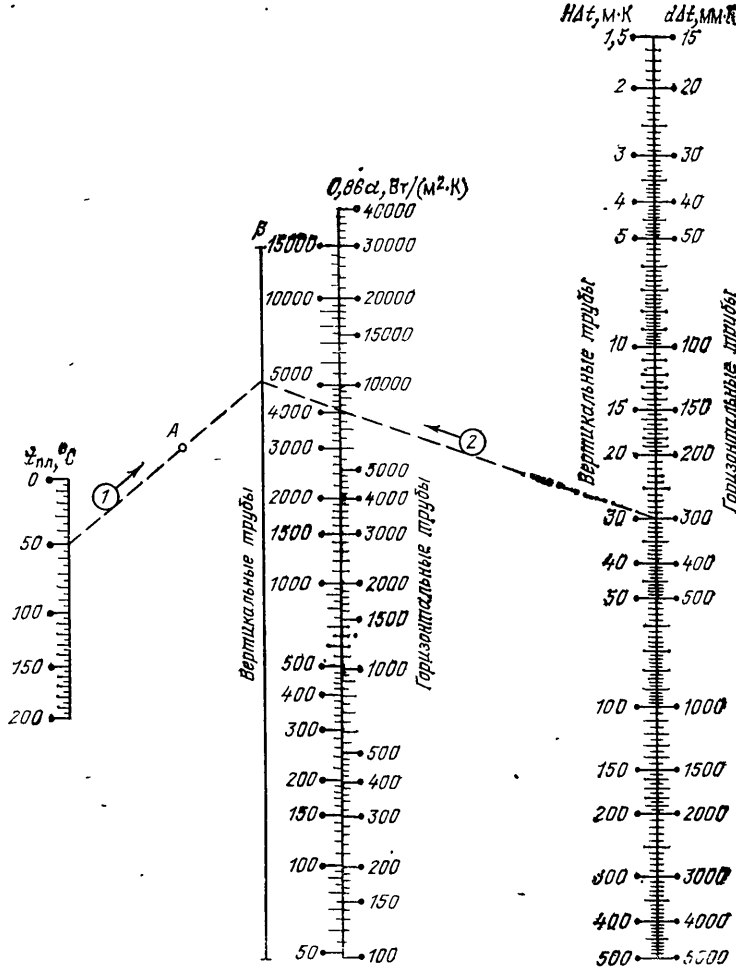
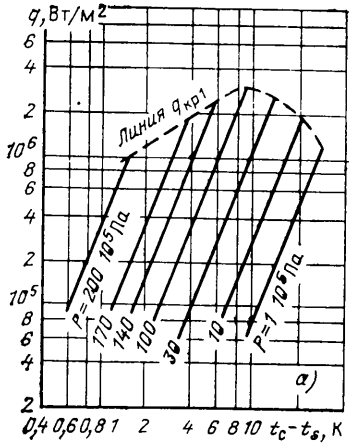
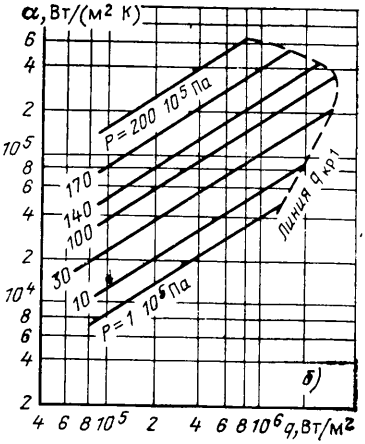
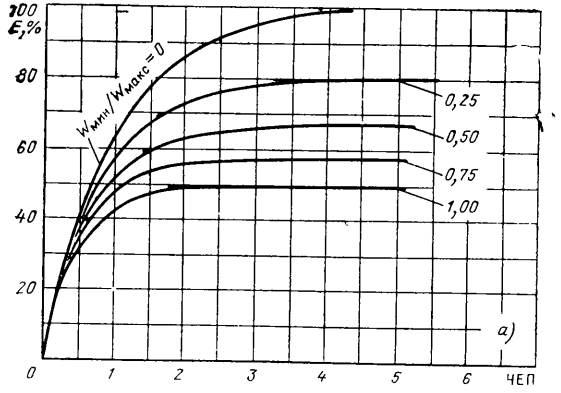


Рис. П.10. Определение коэффициента теплоотдачи α при пленочной конденсации насыщенного водяного пара на вертикальных и горизонтальных трубах:

номограмма построена по уравнению Нуссельта для вертикальных труб высотой H и горизонтальных труб диаметром d; на шкалах $t_{пл}=0{,}5(t_c+t_s)$ — средняя температура пленки конденсата; $\Delta t=t_s-t_c$; H — высота, м; d — диаметр, мм, α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), пример на номограмме водяной насыщенный пар конденсируется на горизонтальной трубе диаметром $d=30$ мм; $\Delta t=10$ К; $t_{пл}=50$ °С; через точку A проводим линию *1* до вспомогательной прямой β, а затем по значению $d\Delta t=300$ мм·К проводим линию *2* На шкале находим $\alpha\approx 8250 : 0{,}86=9593$ Вт/(м²·К)


q, Вт/м²
Линия q_кр1
P = 200 10⁵ Па
170
140
100
30
10
P = 1 10⁵ Па
а)
0,4 0,6 0,8 1 2 4 6 8 10 t_c − t_s, К


α, Вт/(м² К)
P = 200 10⁵ Па
170
140
100
30
10
P = 1 10⁵ Па
Линия q_кр1
б)
4 6 8 10⁵ 2 4 6 8 10⁶ q, Вт/м²


E, %
W_мин/W_макс = 0
0,25
0,50
0,75
1,00
а)
ЧЕП

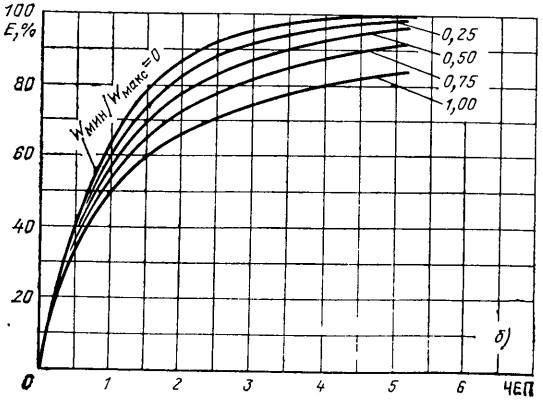

E, %
W_мин/W_макс = 0
0,25
0,50
0,75
1,00
б)
ЧЕП

Рис. П.11. Теплообмен при развитом пузырьковом кипении воды в ольшом объеме:

а — зависимость $q=f(\Delta t,\ p)$; *б* — зависимость $\alpha=f(q;\ p)$

←

Рис. П.12. Зависимость $E=f$ (ЧЕП, $W_{мин}/W_{макс}$) при тепловом расчете теплообменников:

а — прямоточное движение теплоносителей; *б* — противоточное движение теплоносителей

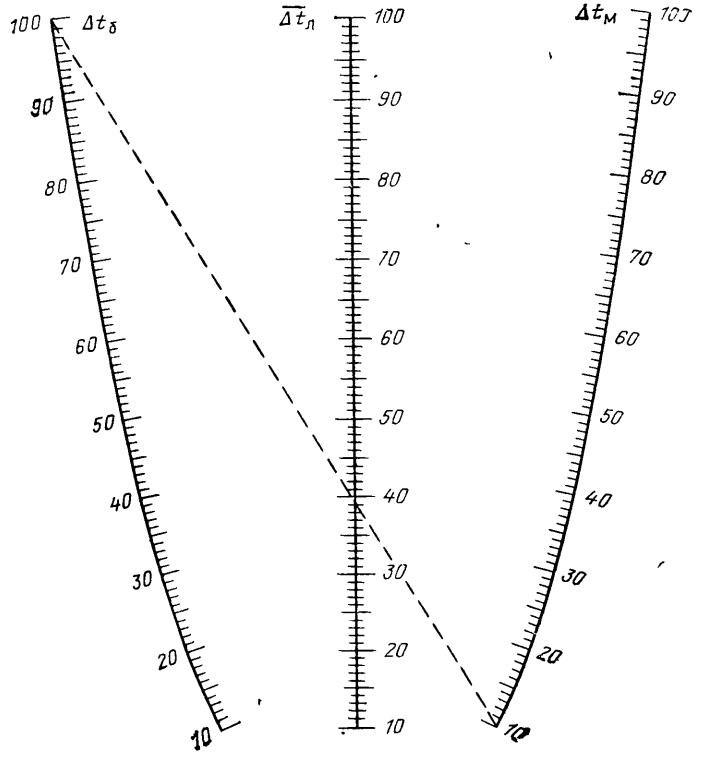


Рис. П.13. Определение среднелогарифмического температурного напора $\overline{\Delta t}_л$:

номограмма построена для формулы $\overline{\Delta t}_л=\frac{\Delta t_б-\Delta t_м}{\ln(\Delta t_б/\Delta t_м)}$, где $\Delta t_б$, $\Delta t_м$—большая и малая разности температур на концах теплообменника, номограммой можно пользоваться и при значениях Δt, выходящих за пределы шкалы, например, дано $\Delta t_б=250$ К, $\Delta t_м=25$ К; делим эти величины на 2,5, получаем $\Delta t_б'=100$ К, $\Delta t_м'=10$ К, находим по шкале $\overline{\Delta t}_л'\approx 39{,}1$ К и умножаем на 2,5; ответ: $\overline{\Delta t}_л\approx 39{,}1\times 2{,}5=97{,}75$ К

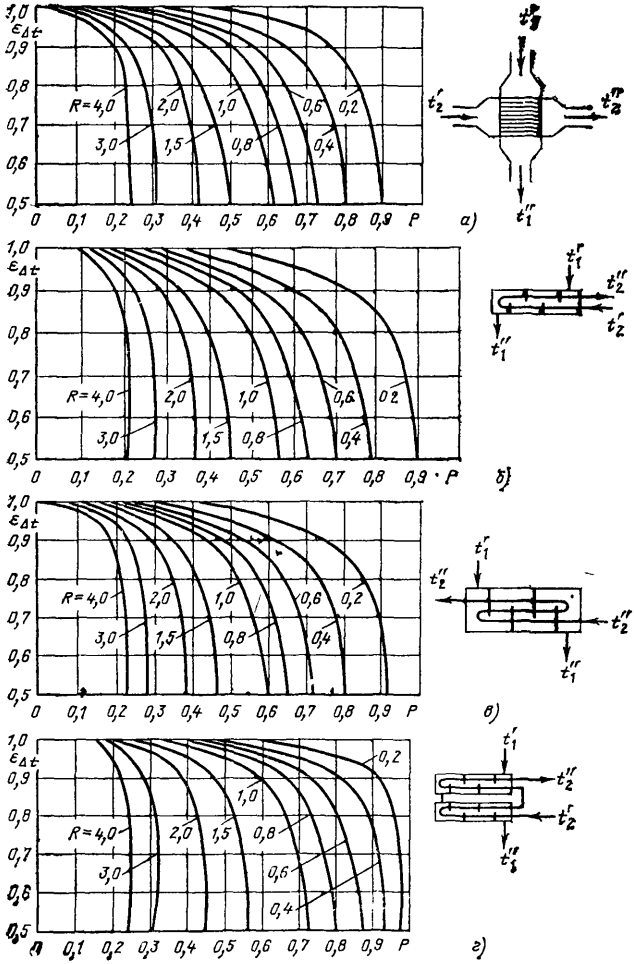
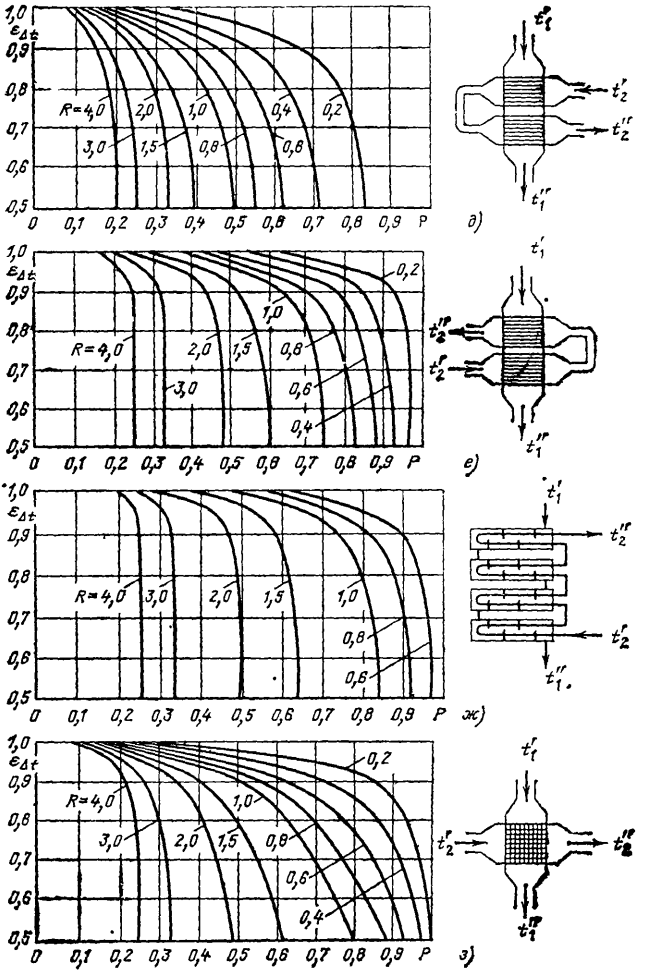


Рис П 14 Определение $\varepsilon_{\Delta t}$ для расчета среднелогарифмического температурного напора при различных схемах движения теплоносителей в теплообменнике.

диаграммы составлены для формулы $\overline{\Delta t}=\overline{\Delta t}_{пр}\varepsilon_{\Delta t}$, где $\overline{\Delta t}_{пр}$ — среднелогарифмический температурный напор для противотока, параметры $P=(t_2''-t_2')/(t_1'-t_2')=\delta t_2/\Delta t_{макс}$, $R=(t_1'-t_1'')/(t_2''-t_2')=\delta t_1/\delta t_2$, *а* — перекрестный ток, теплоноситель *1* в межтрубном пространстве — перемешивающийся, *б* — многоходовой в межтрубном пространстве и два хода теплоносителя *2* в трубном пучке, *в* — многоходовой в межтрубном пространстве и три хода теплоносителя *2* в трубном пучке, *г* — многоходовой в межтрубном пространстве и четыре хода теплоносителя *2* в трубном пучке *д* — перекрестный ток, один ход в межтрубном пространстве (перемешивающийся теплоноситель *1*), два хода теплоносителя *2* в трубном пучке по прямоточному принципу, *е* — перекрестный ток, один ход в межтрубном пространстве (перемешивающийся теплоноситель *1*), два хода теплоносителя *2* в трубном пучке, по противоточному прииципу, *ж* — многоходовой в межтрубном пространстве и восемь ходов теплоносителя в трубном пучке, *з* — перекрестный ток, оба теплоносителя — перемешивающиеся


1,0
$\varepsilon_{\Delta t}$
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
R=4,0
3,0
2,0
1,5
1,0
0,8
0,6
0,4
0,2
0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 P
t_1'
t_2''
t_2'
t_1''
д)
е)
ж)
з)

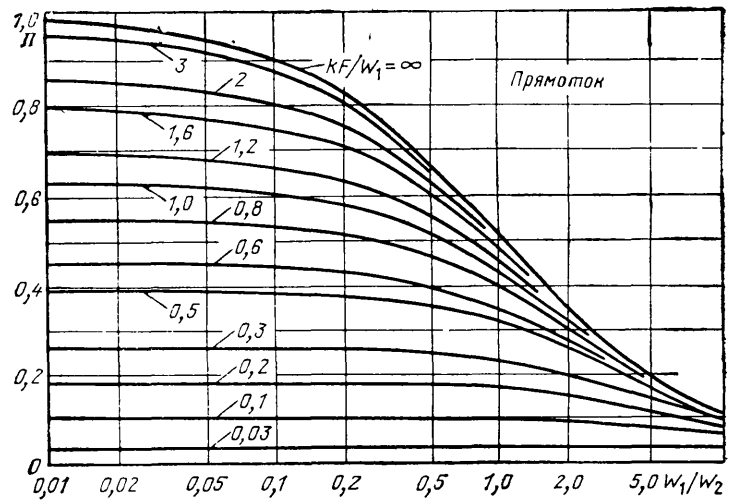


Рис. П.15. Функция $П=f(kF/W_1;\ W_1/W_2)$ для расчета конечной температуры теплоносителей при прямоточной схеме движения

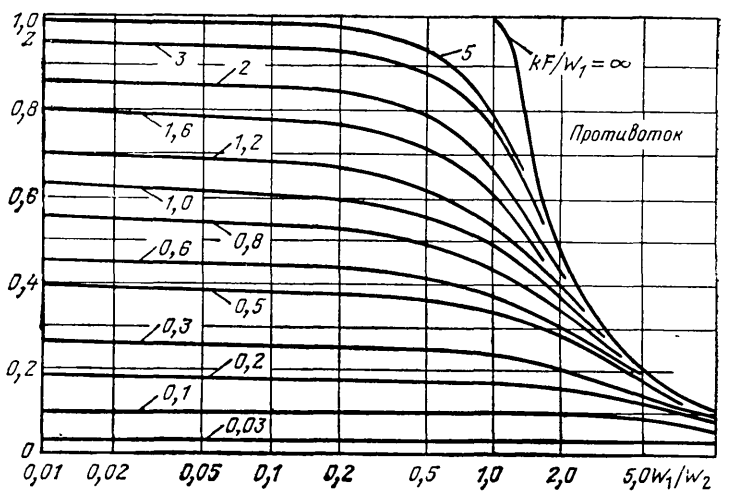


Рис. П.16. Функция $Z=f(kF/W_1;\ W_1/W_2)$ для расчета конечной температуры теплоносителей при противоточной схеме движения

Ответы к задачам

1.1 164 Вт/м²; 0,15 м.
1.2. 26,3 Вт/м².
1 3 0,23 м.
1 4 434 Вт
1 5 В 18 раз
1 6 134 Вт
1 7. 61 мм, 198 °С.
1.8. 217 °С.
1 9. 0,25 Вт/(м·К).
1.10. 1,5 Вт/(м·К); 1,3 Вт/(м·К).
1 11 0,479 Вт/(м К); 0,425 Вт/(м·К).
1 12 13,75 Вт/м², 18,6 °С; —10,6 °С, на расстоянии 63,7 мм от наружной поверхности пробковой плиты.
1 13. 232 °С.
1 14 88,23 10^{-5} м²·К/Вт; 20 мм.
1 15 0,2 м, 474 °С, 340 °С; 197 °С.
1 16 986 Вт/м²; 416 °С; 240 °С; при λ=const 390 °С и 210 °С.
1 17 154,5 МДж
1 18 2153 Вт
1 19 0,668 Вт/(м К); 215 °С.
1 20 52,7 А
1 21 Уменьшается, $q_{l1}=1{,}135q_{l2}$.
1 22 16 МДж; 19 МДж.
1 23 Сначала слой *А*, потом слой *Б*, тогда q_l=176,4 Вт/м; иначе q_l=212,5 Вт/м.
1 24 Нет, $t_c=126{,}7$ °С.
1 25 65 °С
1 26 Нет, $t_c=-0{,}72$ °С.
1 27. 4,68 °С, —115 °С.
1 28 $t_{c_1}=99{,}1$ °С, 99,08 °С; 31,6 °С.
1 29 0,01 м
1 30 а) 2826 Вт/(м² К); б) 518 Вт/(м² К).
1 31 0,219 м; 370 °С.
1 32 280 Вт/(м² К).

1.33. t_{cl}=146 °С; 91 °С; 86 °С; 44 °С.

1.34. t_{cl}=149,6 °С; 143,4 °С; 142,9 °С; 138,2 °С.

1.35. Уменьшится: 1) в 1,06 раза; 2) в 3,22 раза.

1.36. 1) Практически не изменится; 2) увеличится на 9%.

1.37. Вариант *3е*: k=0,83 Вт/(м²·К); q=803,4 Вт/м²; 55 °С; 591 °С; 827 °С; 995 °С.

1.38. Вариант 1а: а) $R_г$=25·10⁻³ м²·К/Вт; $R_с$=35,5·10⁻⁵ м²·К/Вт; $R_в$=71,4·10⁻⁵ м²·К/Вт; k=38,3 Вт/(м²·К); Q=36,8 кВт; б) t_{cl}=370 °С; 166 °С; 163 °С; 126 °С.

1.39. а) q_l=1,144 кВт/м; б) q_l=0,37 кВт/м.

1.40. а) q_l=28,09 кВт/м; k_l=8,5 Вт/(м·К); t_{cl}=621 °С; 642 °С.

1.41. Стекловату.

1.42. Без изоляции 718 Вт/м, с изоляцией 785 Вт/м.

1.43. 941 МДж, материал пригоден.

1.44. 934 МДж.

1.45. Вариант 1а: $Q_{АБ}$=59 кВт; t=106 °С; $Q_{БА}$=74,6 кВт.

1.46. 0,2 Вт/(м·К).

1.47. 68 °С.

1.48. На 10%.

1.49. 14,1 кВт.

1.50. 3,16 кВт; 3,86 °С; 92,7 °С.

2.1. а) 0,920; б) 0,986; в) 0,996.

2.2. $t_к$=49,4 °С, $Q_р$=189,4 Вт, Q=28 Вт.

2.3. 9,1 Вт/(м²·К).

2.4. $Q_р$=5624 Вт, Q=1165 Вт.

2.5. $t_д$=94 °С, Δt=14 °С.

2.6. 1. а) $\Delta t=t_д-t_к$=34,5 °С; б) Δt=3,4 °С; 2. Δt=6 °С.

2.7. 1,68 кВт.

2.8. 218 Вт; в 7,7 раза.

2.9. 42 Вт/(м²·К).

2.10. В 4,6 раза.

2.11. 26 Вт/(м²·К); 0,24 кВт.

2.12. В 1,85 раза; 77,4 °С.

2.13. 18,3 Вт.

2.15. Примерно в 3 раза.

3.1. 23,4 МВт/м³.

3.2. 0,6 МВт/м²; 550 °С.

3.3. 382 МВт/м³, 468 °С.

3.4. 556 °С, 567 °С.

3.5. 0,18 МВт/м³, 75 °С, 9,8 Вт/(м²·К).

3.6. 521 МВт/м³; 651 кВт/м²; 10,22 кВт/м; $t_{пов}$=177 °С, t_0=231 °С.

3.7. 774 °С.

3.8. t_5=220 °С; t_{10}=217,7 °С.

3.9. Вариант 4е: 5,3 °С; 4,9 °С; 0,66 МВт/м³.

3.10. 3,86·10⁹ Вт/м³, 1,76 °С.

3.11. 155,5 А; 0,6 °С.

4.1. Через 0,5 ч: $t_ц$=66,7 °С; $t_{пов}$=24,7 °С; t_5=46,5 °С; через 1 ч: $t_ц$=28,5 °С; $t_{пов}$=14,8 °С; t_5=21,9 °С.

4.2. Через 2,46 ч; 38 МДж/м².

4.3. Учитывая только два первых члена ряда (см. [12]: μ_1=1,4289; μ_2=4,3058), получаем: через 20 с: t_1=1708 °С и t_2=170 °С; через 60 с: t_1=1845 °С и t_2=913 °С.

4.4. Для 6 ч: $t_{пов}$=—2,5 °С, $t_ц$=1,9 °С, t_{10}=0,12 °С, Q=2,54 МДж/м;

Для 12 ч: $t_{пов}$=—13 °С, $t_ц$=—11 °С, t_{10}=—11,9 °С.

4.5. Примерно через 1,25 ч.

4.6. а) 891 °С, б) 886 °С, в) 890 °С, г) 894 °С; Q=28,15 МДж.

4.7. $t_ц$=700 °С, $t_т$=849 °С.

4.8. 17,3 мин, $t_ц$=480 °С.

4.9. а) 600 °С, б) 616 °С, в) 610 °С, г) 627 °С.

4.10. $t_ц$=911 °С; грань 0,4×0,6 м — 1040 °С, грань 0,6×0,7 м — 1005 °С, грань 0,4×0,7 м — 1030 °С.

4.11. $0{,}44 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

4.12. 0,77 Вт/(м·К).

5.1.

	Nu	$Re \cdot 10^{-3}$	$Cr \cdot 10^{-3}$	Eu	$Pe \cdot 10^{-3}$
Вода	16	1,88	61,4	201	5,6
Воздух	87,6	44,0	0,23	0,22	31

5.2. 11,5 м/с.

5.3. 15 мм; τ_1=25 с; τ_2=50 с.

5.4. $0{,}54 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

5.5. 0,19 м; 140 Вт/(м²·К).

5.6. Через 60 мин; $t_{обр}=5(t_{мод}+10)$ °С.

5.7. 1463 м³/ч; 7,1 м/с; 8,5 мм рт. ст.

5.8. $Nu_{п.сd}=0{,}021\ Re^{0,86}_{п.сd}$; Q=17,73 МВт.

5.9. $Nu_{жd}=0{,}89(Gr\ Pr)^{0,217}_{жd}$; Q=48,18 МДж.

5.10. $Nu_{жd}=0{,}13Re^{0,71}_{жd}$, F=390 м².

5.11. Вариант 1а: 1,42 м/с.

5.12. $Nu_{жh}=0{,}75(Gr\ Pr)^{0,25}_{жh}$.

6.1. 19 Вт/(м²·К); 17,8 Вт/(м²·К); 29 мм.

6.2. 83 Вт/(м²·К).

6.3. В 1,9 раза.

6.4. 845 Вт; 972 Вт.

6.5. 66,8 Вт/(м²·К)

6.6. 89 Вт/(м²·К).

6.7. 9,6 м.

6.8. 18,4 Вт/(м²·К). Увеличится примерно в 304 раза.

6.9. 43,8 Вт/(м²·К); t'=63,4 °С, t''=16,6 °С.

6.10. 11 203 Вт/(м²·К); 1,06 МВт.

6.11. Вязкостно-гравитационный; 515 МДж.

6.12. $\alpha_р$=5438 Вт/(м²·К), $\alpha_н$=5460 Вт/(м²·К).

6.13. d=0,021 м, l=5,44 м.

6.14. 1,9 м/с; 141 кВт/м.

6.15. Вариант 4г: 1) 70 Вт/(м²·К), 2) 24 кВт, 3) увеличится в 2,08 раза, 4) увеличится в 3,48 раза.

6.16. l_1=5,4 м; l_2=3,4 м.

6.17. 37,5 Вт/(м²·К); 135 кВт.

6.18. 15,7 кВт/(м²·К); $88 \cdot 10^6$ Вт/м³.

6.19. Примерно 200 Вт/(м²·К). Примерно 75 °С.

6.20. Примерно 75 °С.

6.21. 88,6 м; 70,5 витка.

6.22. 25,9 кВт/(м²·К); 242 °С.

6.23. 40 Вт/(м²·К).

6.24. 430 Вт/(м²·К).

6.25. 51,5 Вт; 237 А. 1) Увеличится α в 1,32 раза, уменьшится I в 2,46 раза; 2) увеличатся: α — в 1,93 раза, I — в 1,39 раза; 3) увеличатся: α — в 46 раз, I — в 6,8 раза.

6.26. 38,8 Вт/(м²·К); 80 А.

6.27. 1) Увеличатся: α — в 2 раза, I — в 1,4 раза; 2) увеличатся: α — в 2 раза, I — в 5,6 раза; 3) увеличатся: α — в 2,6 раза, I — в 1,6 раза.

6.28. Примерно 110 °С; 884 Вт/(м²·К).

6.29. При w=5 м/с: 1) 21,6 Вт/(м²·К), 2) 43 Вт/(м²·К).

6.30. 1 Вт/(м·К); 3,3 Вт/(м·К).

6.31. 165 Вт/(м²·К).

6.32. 148 Вт/(м²·К).

6.33. 10,5 кВт/(м²·К).

6.34. Вариант 1ж: 86 Вт/(м²·К).

6.35. 88 Вт/(м²·К).

6.36. 39,2 Вт/(м²·К); 84 кВт.

6.37. а) 41 кВт/(м²·К); б) 36 кВт/(м²·К).

6.38. 33,4 кВт/(м²·К); 88 кВт.

6.39. 12 кВт/(м²·К); 271 кВт.

7.1. 190 Вт.

7.2. 10,3 м.

7.3. 1,78 А; 4,5 А.

7.4. 387 Вт/м.

7.5. Для газа: $\alpha \sim H^{-0,25}$; $\alpha \sim \Delta t^{0,25}$; $\alpha \sim \mu^{-0,25}$; $\alpha \sim \rho^{0,25}$; $\alpha \sim c_p{}^{0,25}$, для жидкости: $\alpha \sim H^{-0,25}$; $\alpha \sim \Delta t^{0,25}$; $\alpha \sim \mu_c{}^{-0,25}$; $\alpha \sim \rho_ж{}^{0,5}$; $\alpha \sim (c_p)_ж{}^{0,5}/(c_p)_c{}^{0,25}$; $\alpha \sim \beta_ж{}^{0,25}$.

7.6. Примерно 305 °С.

7.7. $\alpha_1 = 1,78\alpha_2$; $Q_1 = 0,18Q_2$.

7.8. 157,5 кВт.

7.9. 85 МДж.

7.10. Уменьшатся в 2,43 раза.

7.11. 5,65 кВт; в 5,75 раза.

7.12. 9,65 кВт.

7.13. $\alpha_{10}=1{,}78\ \alpha_1$; $I_{10}=1{,}33\ I_1$.

7.14. 389 кВт.

7.15. $q=342$ Вт/м^2.

7.16. $q=203$ Вт/м^2.

7.17. 355 Вт/(м^2·К); 35,5 кВт/м^2.

7.18. а) 3,52 Вт/(м^2·К); 282 Вт/м^2; **б) 579 Вт/(м^2·К); 46,3 кВт/м^2.**

7.19. $\delta_{возд}\leqslant 11{,}5$ мм, $\delta_{вод}\leqslant 2{,}7$ мм.

7.20. 80 °С.

7.21. а) 207 Вт/(м^2·К); б) 171 Вт/(м^2·К).

7.22. 9,74 кВт/(м^2·К); 0,49 МВт.

8.1. Достаточна, так как $G=1364$ кг/ч.

8.2.

x, м	0,3	0,6	0,9	1,2
$\delta_x\cdot 10^4$, м	1,35	1,60	1,77	1,90
$\alpha_x\cdot 10^{-3}$, Вт/(м^2·К)	4,64	3,92	3,54	3,29

8.3. 10 трубок.

8.4. 0,95 м; 5600 Вт/(м^2·К).

8.5. 6570 Вт/(м^2·К).

8.6. 7,82 кВт/(м^2·К); 13,1 кг/ч.

8.7. 4,32 кВт/(м^2·К); 7,24 кг/ч.

8.8. а) 10,31 кВт/(м^2·К); б) 5,94 кВт/(м^2·К); в) 9,31 кВт/(м^2·К).

8.9. 125 °С; 9654 Вт/(м^2·К).

8.10. Вариант 2д: вертикально — 7155 Вт/(м^2·К): 51 кг/ч; горизонтально — 10 738 Вт/(м^2·К); 76,5 кг/ч.

8.11. 1) 578,4 кДж/с; 2) примерно 14 т/ч; 95,4 °С.

8.12. 11,97 кВт/(м^2·К); $\alpha_{10}=10{,}34$ кВт/(м^2·К), $\alpha_{20}=11{,}56$ кВт/(м^2·К), $\alpha_{30}=12{,}32$ кВт/(м^2·К), $\alpha_{40}=12{,}90$ кВт/(м^2·К), $\alpha_{50}=13{,}37$ кВт/(м^2·К).

8.13. $\alpha_{0,05}=11{,}97$ кВт/(м^2·К), $\alpha_{0,1}=13{,}25$ кВт/(м^2·К), $\alpha_{0,3}=15{,}58$ кВт/(м^2·К), $\alpha_{0,5}=16{,}56$ кВт/(м^2·К).

8.14. Коридорный пучок — 9,88 кВт/(м^2·К); шахматный пучок — 10,26 кВт/(м^2·К).

8.15. 10,3 кВт/(м^2·К); 922 кг/ч.

9.1. 251 А; 1,36 МВт/м^2.

9.2. 27,8 кВт/(м^2·К); 227,4 кВт; увеличится в 7,7 раза.

9.3. 69,2 кВт/(м^2·К).

9.4. 1,126 м^2.

9.5. 205 °С.

9.6. 1,7 т/ч.

9.7. 144 кВт.

9.8. 25,85 кВт/(м^2·К).

9.9. 2,94 кВт/(м²·К).

9.10. 72,4 кВт/м².

9.11. 0,59 кВт/(м²·К).

10.1. E=72,57 кВт/м²; **ε=0,617; λ=24·10⁻⁷ м.**

10.2. 5,65 кВт.

10.3. 712 °С.

10.4. 240,4 МДж/ч.

10.5. 147 Вт/(м²·К).

10.6. 0,23 Вт.

10.7. 934 °С.

10.8. Вариант 6е: 1) 3,69 кВт; **2) 3,58 кВт.**

10.9. 439 °С.

10.10. 1) На 50 °С; 2) на 27 °С.

10.11. На 3 °С.

10.12. 324 °С; 2298 Вт/м²; 987 **Вт/м².**

10.13. В 61,3 раза.

10.14. 3 экрана.

10.15. а) В 31,6 раза; б) **в 19,3 раза.**

10.16. В 6,57 раза.

10.17. φ=0,566; Q=704 Вт.

10.18. 410 К.

10.19. При 50 мм: 1) φ=0,61; **2) Q=74 Вт, при 200 мм: 1) φ=**
=0,17; 2) Q=47 Вт.

10.20. 21,3 Вт.

10.21 580 °С.

10.22. 4,05 Вт/(м²·К⁴); 19,5 **кВт/м.**

10.23. 214 °С.

10.24. **φ_{12}=0,93; φ_{21}=0,36.**

10.25. k=2,12 Вт/(м²·К); **$q_{л.к}$=314 Вт/м².**

10.26. $Q_л$=2,73 кВт; $Q_{л.к}$=5,2 кВт.

10.27. 9 °С.

10.28. 0,794.

10.29. 43 Вт/(м²·К); 685,4 МДж/ч.

10.30. 34,4 Вт/(м²·К); 548,3 МДж/ч.

10.31. 10,3 А.

10.32. 13,1 А.

10.33. Вариант 1а: $\alpha_л$=0,37 Вт/(м²·К); $\alpha_к$=5,87 Вт/(м²·К), $Q_к$=
=2223 Вт; $Q_л$=142 Вт.

10.34. Диаметр 300 мм: $\alpha_к$=7,84 Вт/(м²·К); $Q_к$=2800 Вт/м; в 4,6 раза; диаметр 150 мм: $\alpha_к$=9,32 Вт/(м²·К), $Q_к$=1670 Вт/м; в 4 раза.

10.35. $I_{л.к}$=27,6 А; $I_л$=24,7 А.

11.1. 1,177 кг/м³; 0,0119 кг влажного воздуха/кг сухого воздуха; $p_п$=1900 Па.

11.2. 1270 м³/ч; 69 кВт; 68%.

11.3. 5,7 кг.

11.4. $11{,}7 \cdot 10^{-3}$ м/с.

11.5. 16 660 м³/ч; 1490 кг/ч; 482 Вт/(м²·К).

11.6. 1048 МДж; 210 кг; 560 кг.

11.7. 178 кг влаги; $\varphi = 92{,}8\%$.

11.8. 27,3 °С; 63 кДж/кг сухого воздуха; 61%; 0,014 кг вл./кг сухого воздуха.

11.9. $\rho_{см} = 1{,}08$ кг/м³, $\rho_п = 0{,}06$ кг/м³; $\rho_в = 1{,}02$ кг/м³, $\rho_{с.в} = 1{,}11$ кг/м³.

11.10. $C_п = 0{,}056$; $C_в = 0{,}944$; объемные доли: пара — 0,0858, воздуха — 0,9142.

11.11. $1{,}08 \cdot 10^{-8}$ кг/(м²·с).

11.12. 0,263 кг.

11.13. $St_D = 3{,}58 \cdot 10^{-3}$; $Pe_D = 0{,}3 \cdot 10^6$.

11.14. $24{,}4 \cdot 10^{-4}$ м/с; 0,387 кг.

12.1. $\overline{\Delta t}_а = 150$ °С; $\overline{\Delta t}_л = 104$ °С (прямоток); $\Delta t_л = 149$ °С (противоток); схема в) $\overline{\Delta t}_л = 131$ °С; схема д) $\overline{\Delta t}_л = 113$ °С.

12.2. $\overline{\Delta t}_а = 115$ °С; $\overline{\Delta t}_л = 113$ °С.

12.3. 1) $\overline{\Delta t}_а = 145$ °С; $\overline{\Delta t}_л = 106{,}5$ °С (прямоток); $\overline{\Delta t}_л = 143{,}5$ °С (противоток); 2) в 1,3 раза; 3) на 26,6%.

12.4. По схеме е) $\overline{\Delta t} = 141$ °С.

12.5. 0,24 м² (прямоток); 0,22 м² (противоток).

12.6. 749 м² (прямоток); 519 м² (противоток).

12.7. $t''_в = 33{,}5$ °С; $t''_ж = 47$ °С; $Q = 19{,}44$ кВт; $E = 74\%$.

12.8. $t''_в = 56$ °С; $t''_ж = 32$ °С; $Q = 17{,}64$ кВт.

12.9. 0,08 кг/с; 2,5 м².

12.10. 1630 Вт/(м²·К).

12.11. 8,5 Вт/(м²·К); нельзя.

12.12. а) противоток; б) $l = 105$ м; в) $m_в = 1{,}87$ т/ч.

12.13. 3,7 м; 288 кг/ч.

12.14. а) 285,3 кг/ч; 9 м²; б) 259 кг/ч; в) 356,6 кг/ч.

12.15. $z = 0{,}354 \cdot 10^{-7}\, m/(\mu d)$.

12.16. 1482 м².

12.17. Вариант 1а: а) 3,5 м; б) вместо 1392 Вт/(м²·К) будет 1167 Вт/(м²·К); в) 10 974 Вт/(м²·К), 0,44 м.

12.18. 76 Вт/(м²·К); увеличится на 3,4%.

12.19. Вариант 1а: 101 м² для прямотока, 80 м² для противотока.

12.20. 65 Вт/(м²·К).

12.21. Для $d = 50$ мм; $\alpha_т = 22{,}5\,(w)^{0{,}6}$; $\alpha_к = 19{,}1\,(w)^{0{,}63}$, для $d = 25$ мм; $\alpha_т = 29{,}7\,(w)^{0{,}6}$; $\alpha_к = 24{,}7\,(w)^{0{,}63}$.

12.22. Шахматный пучок: 1) 106 Вт/(м²·К); 2) 2,87 МВт, 2,8 м; 3) увеличится в 1,04 раза; 4) увеличится в 1,3 раза; коридорный пучок: 1) 109 Вт/(м²·К); 2) 2,95 МВт, 2,8 м.

12.23. $m_в=5{,}16$ т/ч; $t''_в=61$ °С; $Q=243{,}4$ кВт; $\overline{\Delta t}_л=27{,}6$ °С в зоне охлаждения перегретого пара; $\overline{\Delta t}_л=24{,}5$ °С в зоне коиденсацни насыщенного пара.

12.24. 0,19 МПа.

12.25. $\Delta p_{тр}=2807$ Па, $\Delta p_м=\Delta p_п+\Delta p_т+\Delta p_х=6993$ Па, $\Delta p=\Delta p_{тр}+\Delta p_м=9800$ Па.

12.26. 1241 Па.

12.27. 1053 Па; 1,4 кВт.

12.28. 23,14 кПа; 0,16 кВт.

12.29. В $m^{3,44}$ раз.

12.30. В $z^{3,75}$ раз.

12.31. 43,8 м^2; в 1,27 раз.

12.32. 94 °С и 268 °С.

Список литературы

1. **Адрианов В. Н.** Основы радиационного и сложного теплообмена. М.: Энергия, 1972. 464 с.
2. **Блох А. Г.** Основы теплообмена излучением. М. — Л.: Госэнергоиздат, 1962. 330 с.
3. **Сборник** задач по термодинамике и теплопередаче/ А. В. Болгарский, В. И. Голдобеев, Н. С. Идиатуллин. М.: Высшая школа, 1972. 304 с.
4. **Варгафтик Н. Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. 2-е изд. М.: Наука, 1972. 720 с.
5. **Воскресенский К. Д.** Сборник расчетов и задач по теплопередаче. М.: Госэнергоиздат, 1959. 240 с.
6. **Григорьев В. А., Крохин Ю. И.** Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники. М.: Энергоиздат, 1982. 312 с
7. **Гухман А. А.** Применение теории подобня к исследованию процессов тепломассообмена. М.: Высшая школа, 1967. 303 с.
8. **Сборник** задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности/ Г. Н. Данилова, В. Н. Филаткин, М. Г. Щербов, Н. А. Бучко. 2-е изд. М.: Пищевая промышленность, 1976 240 с.
9. **Жукаускас А. А.** Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.
10. **Жучков П. А.** Тепломассообмен в процессах сушки и горения. Л.: ТИЦБП, 1973. 191 с.
11. **Идельчик Н. К.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям М — Л.: Госэнергоиздат, 1960 464 с.
12. **Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.** Теплопередача. 3-е изд. М.: Энергия, 1975.—488 с.
13. **Кафаров В. В.** Основы массопередачи. 3-е изд. М.: Высшая школа, 1979. 439 с.
14. **Кондратьев Г. М.** Регулярный тепловой режим. М: Гостехиздат, 1954. 408 с.
15. **Краснощеков Е. А., Сукомел А. С.** Задачник по теплопередаче. 4-е изд. М.: Энергия, 1980. 288 с.
16. **Кутателадзе С. С.** Основы теории теплообмена. Новосибирск: Наука, Сибирское отд-ние, 1970. 659 с.
17. **Кутателадзе С. С., Боришанский В. М.** Справочник по теплопередаче. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1959. 414 с.
18. **Кейс В. М.** Конвективный тепло- и массообмен: Пер. с анг М.: Энергия, 1972. 488 с.
19. **Кейс В. М., Лондон А. Л.** Компактные теплообменники. 2-е изд: Пер. с англ./ Под ред. Ю. В. Петровского. М.: Энергия, 1967. 224 с.

20. **Лабунцов Д. А.** Обобщенные зависимости для теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости. — Теплоэнергетика, 1960, № 5, с. 79—81.

21. **Лабунцов Д. А.** Анализ процессов испарения и конденсации — ТВТ, 1967, т. 5, № 4, с. 647—654.

22. **Лабунцов Д. А.** Теплоотдача при пленочной конденсации чистых паров на вертикальных поверхностях и горизонтальных трубах. — Теплоэнергетика, 1957, № 7, с. 72—80.

23. **Лыков А. В.** Тепломассообмен. Справочник. 2-е изд. М.: Энергия, 1978 480 с.

24. **Мак Адамс В. Х.** Теплопередача. М: Металлургия, 1961. 686 с

25. **Мартыненко О. Г., Соковишин Ю. А.** Свободно-конвективный теплообмен: Справочник. Минск: Наука и техника, 1982. 400 с

26 **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи 2-е изд. М.: Энергия, 1977. 344 с.

27. **Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А.** Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. 8-е изд. Л: Химия, 1976 552 с

28. **Петухов Б. С.** Опытное изучение процессов теплопередачи. М.: Госэнергоиздат, 1952. 344 с.

29. **Петухов Б. С.** Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М: Энергия, 1967. 412 с.

30. **Петухов Б. С.** Теплообмен и сопротивление при турбулентном течении в трубах жидкости и газа с переменными физическими свойствами. — В кн.: Advances in heat transfer. — New York — London: Academic Press, 1970, p. 504—564.

31. **Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А.** Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1974. 403 с.

32. **Петухов Б. С., Ройзен Л. И.** Теплоотдача при турбулентном течении газа в трубах кольцевого сечения. — Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт, 1967, № 1, с. 103—112.

33. **Ривкин С. Л., Александров А. А.** Термодинамические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1975. 80 с.

34. **Теплообмен** при течении жидких металлов в круглых трубах/ В. И. Субботин, П. А. Ушаков, Б. Н. Габрианович и др — ИФЖ, 1963, № 4, с. 16—19.

35. **Тепло- и массообмен.** Теплотехнический эксперимент: Справочник/ Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина М: Энергоиздат, 1982. 512 с.

36. **Теплотехнический справочник**/ Под ред. В. Н. Юренева и П. Д. Лебедева. Т 2. М: Энергия, 1976. 896 с.

37. **Хаузен Х.** Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе: Пер. с нем. М.: Энергоиздат, 1981 384 с.

38. **Хоблер Т.** Массопередача и абсорбция: Пер. с польск. Л: Химия, 1964. 480 с.

39. **Эккерт Э. Р., Дрейк Р. М.** Теория тепло- и массообмена М — Л.: Госэнергоиздат, 1961. 680 с.

Оглавление

Предисловие 3

Глава первая. **Теплопроводность и теплопередача при стационарном режиме** 4

1.1. Основные понятия и расчетные зависимости 4
1.2 Плоская стенка 5
1.3. Цилиндрическая стенка 6
1.4. Шаровая стенка 8
1.5. Задачи 9

Глава вторая. **Теплообмен на ребристой поверхности** . . 17

2.1. Плоская стенка с прямыми ребрами постоянного поперечного сечения 18
2.2. Цилиндрическая стенка с круглым ребром постоянной толщины 20
2.3. Задачи 20

Глава третья. **Теплообмен с учетом внутренних источников теплоты** 23

3.1. Однородная неограниченная пластина 23
3.2 Цилиндрический стержень 24
3.3 Цилиндрическая труба 25
3.4. Теплообмен в условиях электрического нагрева . . . 26
3.5 Задачи 26

Глава четвертая. **Теплопроводность при нестационарном режиме** 28

4.1. Тела с одномерным температурным полем 29
4.2. Тела конечных размеров 29
4.3. Расчет отданной (воспринятой) телом теплоты . . . 31
4.4. Регулярный режим охлаждения (нагревания) тел . . 32
4.5. Задачи 33

Глава пятая. **Теория подобия применительно к тепловым процессам** 35

5.1. Числа теплового и гидромеханического подобия процессов 35
5.2. Задачи 37

Глава шестая. **Теплоотдача при вынужденном движении жидкости** 40

6.1. Основные положения 40

6.2. Расчетные формулы для теплоотдачи при продольном обтекании пластины 41
6.3. Теплоотдача при движении потока внутри труб (каналов) 42
6.4. Расчетные формулы по теплоотдаче при поперечном обтекании труб и пучков 48
6.5. Задачи 52

Глава седьмая. **Теплоотдача при свободной конвекции** . . 58

7.1. Свободная конвекция в большом объеме 58
7.2. Свободная конвекция в ограниченном объеме . . . 59
7.3. Задачи 59

Глава восьмая. **Теплоотдача при пленочной конденсации чистого пара** 62

8.1. Конденсация неподвижного пара 62
8.2. Конденсация движущегося пара 64
8.3. Задачи 66

Глава девятая. **Теплоотдача при кипении жидкости** . . 69

9.1. Пузырьковое кипение в большом объеме . . . 69
9.2. Пузырьковое кипение в трубах при вынужденной конвекции 70
9.3. Пленочное кипение в большом объеме 71
9.4. Задачи 71

Глава десятая. **Теплообмен излучением между телами, разделенными прозрачной средой** 73

10.1. Основные понятия и расчетные формулы . . . 73
10.2. Задачи 76

Глава одиннадцатая. **Процессы массообмена** . . . 82
11.1. Общие положения и расчетные зависимости . . . 82
11.2. Задачи 86

Глава двенадцатая. **Основы расчета рекуперативных теплообменников** 88

12.1. Тепловой расчет теплообменников 89
12.2. Гидромеханический расчет теплообменников . . 92
12.3. Задачи 95
Приложение 102
Ответы к задачам 131
Список литературы 139

ВНИМАНИЮ

студентов, аспирантов и преподавателей вузов, работников научно-технических библиотек, инженеров-энергетиков всех профилей!

Энергоатомиздат выпустит в 1987 г. учебную литературу для вузов:

Теплоэнергетика и теплотехника

Гаврилов Е. И. Топливно-транспортное хозяйство и золоудаление на ТЭС. — (II кв.). — 13 л., 45 к.

Лебедев И. К. Гидродинамика паровых котлов. — (III кв.). — 15,5 л., 70 к.

Орлова М. П., Погорелова О. Ф., Улыбин С. А. Низкотемпературная термометрия. — (I кв.). — 17 л., 90 к.

Паровые и газовые турбины: Сборник задач / Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский, В. В. Нитусов, А. И. Занин; Под ред. Г. С. Самойловича и Б. М. Трояновского. — 3-е изд., перераб. — (IV кв.). — 16 л., 85 к.

Рихтер Л. А., Елизаров Д. П., Лавыгин В. М. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. — (I кв.). — 21 л., 1 р.

Тепловые электрические станции / В. Я. Рыжкин, В. Я. Гиршфельд, И. Н. Тамбиева и др.; Под ред. В. Я. Гиршфельда. — 3-е изд., перераб. — (III кв.), — 42 л., 1 р. 70 к.

Электротехника и электрические измерения

Волынский Б. А., Зейн Е. Н., Шатерников В. Е. Электротехника. — (III кв.). — 26 л., 1 р. 20 к.

Основы метрологии и электрические измерения / Под ред Е. М. Душина. — 6-е изд., перераб. и доп. — (II кв.). — 31 л., 1 р. 30 к.

Технология электроаппаратостроения / Под ред. Ю. А. Филиппова. — (III кв.). — 21 л., 1 р. 10 к.

Терехов В. А. Элементы автоматизированного электропривода. — (II кв.). — 15 л., 70 к.

Электроэнергетика и гидроэнергетика

Кучинский Г. С., Кизеветтер В. Е., Пинталь Ю. С. Изоляция установок высокого напряжения. — (IV кв). — 21,5 л., 1 р.

Федоров А. А. Учебное пособие для курсового и дипломного проектирования по электроснабжению промпредприятий. — (III кв.).— 21 л., 1 р.

Электрическая часть электростанций / Под ред. С. В. Усова. — 2-е изд., перераб. и доп. — (I кв.). — 40 л., 1 р. 60 к.

Гидроэлектрические станции / Н. Н. Аршеневский, М. Ф. Губич, В. Я. Карелин и др. — 3-е изд., перераб. и доп. — (IV кв.). — 44 л., 1 р. 80 к.

Автоматика и вычислительная техника

Коршунов Ю. М. Математические основы кибернетики. — 3-е изд., перераб. и доп. — (II кв.). — 32 л., 1 р. 40 к.

Корячко В. П., Курийчик В. М., Норенков И. П. Теоретические основы САПР. — (III кв.). — 27 л., 1 р. 30 к.

Ларионов А. М., Майоров С. А., Новиков Г. И. Вычислительные системы, комплексы и сети. — (II кв.). — 25 л., 1 р. 20 к.

Чураков Е. П. Оптимальные и адаптивные системы. — (I кв.). — 16 л., 85 к.

Атомная наука и техника

Галин Н. М., Кириллов П. Л. Теплопередача. — (III кв.). — 25 л., 1 р. 10 к.

Ляпидевский В. К. Методы детектирования излучений. — (II кв.). — 25 л., 1 р. 10 к.

Марковец М. П. Прочность конструкционных материалов АЭС. — (IV кв.). — 20 л., 1 р.

Минералогия и геохимия редких и радиоактивных металлов / Н. И. Егоров, И. М. Баюшкин, Д. А. Минеев, В. Я. Терехов. — (II кв.). — 20 л., 1 р.

Ободовский И. М. Сборник задач по экспериментальным методам ядерной физики. — (II кв.). — 20 л., 1 р.

Рассохин Н. Г. Парогенераторные установки атомных электростанций. — 32 л., 1 р. 40 к.

Строительство атомных электростанций / В. Б. Дубровский, В. С. Конвиз, А. П. Кириллов и др.; Под ред. В. Б. Дубровского. — (III кв.). — 32 л., 1 р. 40 к.

С аннотациями на эти книги Вы можете ознакомиться в тематическом плане выпуска литературы Энергоатомиздата на 1987 г., который поступает во все магазины, распространяющие научно-техническую литературу.

Предварительные заказы на эти книги принимают все магазины научно-технической литературы.

Для получения книг по предварительным заказам покупателю необходимо оставить в книжном магазине почтовую открытку с указанием обратного адреса, автора и названия книги, номера книги по плану.

Организации могут заказать книги через магазины гарантийными письмами.

Книжные магазины принимают предварительные заказы до 1 ноября 1986 г.

Своевременное оформление заказов — гарантия того, что Вы приобретете интересующую Вас книгу.