

А. С. ЦЫГАНКОВ

РАСЧЕТЫ
ТЕПЛООБМЕННЫХ
АППАРАТОВ

51027

9

А. С. ЦЫГАНКОВ

РАСЧЕТЫ СУДОВЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ СОЮЗНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
СУДОСТРОИТЕЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
ЛЕНИНГРАД, 1956

В книге обобщен и систематизирован расчетный материал, накопленный в процессе проектирования теплообменных аппаратов. Книга является справочным пособием практического характера и не содержит теоретических выкладок и обоснований. Систематизация приведенного материала позволяет с минимальной затратой времени достаточно полноценно произвести необходимые выкладки и расчеты.

Книга предназначена для инженерно-технических работников (расчетчиков и конструкторов-теплотехников) и может также служить пособием для студентов кораблестроительных и энергетических вузов и учащихся техникумов.

ЦЫГАНКОВ АЛЕКСЕЙ СТЕПАНОВИЧ
РАСЧЕТЫ СУДОВЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Научный редактор *С. А. Сердюков*

Редактор *М. Н. Алексеева*

Технический редактор *Е. А. Длугоканская* Корректор *В. М. Альфинова*

Слано в набор 3/II 1956 г. Подписано к печати 12/V 1956 г. М-35620. Формат бумаги 60/92^{1/2}/₁₆.
Печ. л. 16,5 Уч.-изд. л. 14,4 Тираж 5000 экз. Цена 8 руб. 70 коп. Заказ № 1136
СУДПРОМГИЗ, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Картфабрика ВМФ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Теплообменные аппараты являются составной частью оборудования энергетических установок, имеющих широкое применение в промышленности, а также на судах гражданского и военного флотов.

Создание совершенного и надежного в эксплуатации оборудования, отвечающего современному уровню развития техники, требует всестороннего изучения происходящих в аппаратах процессов и технологии их производства на базе экспериментальных исследований и производственного опыта.

За прошедшие послевоенные годы проведен ряд научно-исследовательских и экспериментальных работ по теплотехнике, что способствовало накоплению значительного опыта по проектированию, изготовлению и испытанию теплообменных аппаратов и послужило базой для написания данной книги.

Настоящее издание книги отличается от издания 1948 г.¹ более детальной проработкой вопросов, связанных с теплопередачей, гидравлическим сопротивлением и прочностью конструкций теплообменных аппаратов. Устаревшие расчетные формулы заменены здесь современными. При переработке книги учтено также большинство замечаний и пожеланий рецензентов и читателей.

В целях предупреждения ошибок и для экономии времени при выполнении расчетов в книге приводятся типовые примеры тепловых расчетов наиболее широко применяемых аппаратов

¹ А. С. Цыганков. Расчеты судовых теплообменных аппаратов. Судпромгиз, 1948.

и примеры расчетов гидравлических сопротивлений для различных рабочих сред, протекающих в их полостях.

В книге приведена единая методика расчета различных трубных досок и даны примеры расчета прочности основных деталей аппаратов.

Раздел приложений обновлен и дополнен новыми табличными данными физических параметров рабочих сред теплообменных аппаратов.

А. Цыганков

ГЛАВА I

К ТЕПЛОВЫМ РАСЧЕТАМ

§ 1. ДАВЛЕНИЯ И РАЗРЕЖЕНИЯ

Под *давлением* понимается сила, действующая на единицу поверхности. Технической единицей давления называется *техническая атмосфера*, т. е. давление, производимое силой в 1 кг на 1 см² поверхности.

Под *разрежением*, или *вакуумом*, понимается разность между давлением внешней атмосферы и абсолютным давлением в месте измерения, а под *избыточным давлением* — разность между абсолютным и атмосферным давлениями. Абсолютное давление выражают в абсолютных атмосферах, а вакуум — в миллиметрах ртутного или водяного столба, а также в процентах.

Нормальное барометрическое давление, или физическая атмосфера:

$$B = 760 \text{ мм рт. ст.} = 1,033 \text{ кг/см}^2.$$

Техническая атмосфера:

$$p = 1 \text{ ат} = 1 \text{ кг/см}^2 = 735,6 \text{ мм рт. ст. при } 0^\circ \text{C};$$

$$p = 737,4 \text{ мм рт. ст. при } 15^\circ \text{C};$$

$$p \approx 10 \text{ м вод. ст. при } 4^\circ \text{C}.$$

Абсолютное, или действительное, давление:

$$\left. \begin{aligned} P_a &= P_b + p \\ P_a &= P_b - P_h \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где P_b — атмосферное, или барометрическое, давление, мм рт. ст.;

p — избыточное давление (показание манометра), мм рт. ст.;

P_h — вакуум, или разрежение (показание вакуумметра), мм рт. ст.

Давление в любой точке внутри жидкости:

$$p = p_0 + \gamma z \text{ кг/м}^2, \quad (2)$$

где p_0 — давление над поверхностью жидкости, кг/м^2 ;
 γ — удельный вес жидкости, кг/м^3 ;
 z — глубина погружения точки под поверхностью жидкости, м .

Сила давления жидкости на плоскую вертикальную стенку:

$$P = (p_0 + \gamma z_{\text{ст}}) F \text{ кг}, \quad (3)$$

где $z_{\text{ст}}$ — высота, равная глубине погружения геометрического центра стенки, м ;
 F — площадь стенки, м^2 .

Сила давления жидкости на наклонную стенку:

$$P = (p_0 + \gamma z_{\text{ст}}) F \cos \alpha \text{ кг}, \quad (4)$$

где α — угол составляющей с нормалью к стенке.

При определении силы давления на криволинейную поверхность стенки в формулу (4) вместо $F \cos \alpha$ подставляется проекция поверхности, перпендикулярная направлению силы.

Давление пара или газа (характеристическое уравнение):

$$p = \frac{RT}{v} \text{ кг/м}^2, \quad (5)$$

где R — газовая постоянная, $\text{кгм/кг}^\circ\text{К}$: для насыщенного водяного пара $R = 47,05$, для воздуха $R = 29,27$;
 $T = 273,2 + t^\circ\text{C}$ — абсолютная температура, $^\circ\text{К}$;
 v — удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Абсолютное давление в конденсаторе:

$$\left. \begin{aligned} p_k &= b - h \text{ мм рт. ст.} \\ p_k &= \frac{b - h}{735,6} \text{ ата} \\ p_k &= \left(1 - \frac{p_h}{100}\right) 735,6 \text{ мм рт. ст.} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где b — показание барометра, мм рт. ст. ;
 h — показание вакуумметра, мм рт. ст. ;
 p_h — вакуум в конденсаторе, $\%$.

Разрежение в конденсаторе:

$$p_h = \frac{735,6 - p_k}{735,6} 100, \%, \quad (7)$$

где p_k — то же, что в формуле (6).

Давление смеси в конденсаторе:

$$p_{\text{см}} = p_n + p_v \text{ мм рт. ст.}, \quad (8)$$

где p_n — парциальное давление пара, мм рт. ст. ;
 p_v — парциальное давление воздуха, мм рт. ст.

Парциальное давление пара может быть определено по табл. 1 и 2 для водяного пара (см. приложения) в зависимости от температуры смеси.

Парциальное давление пара в паровоздушной смеси:

$$p_n = \frac{p_{\text{см}} \frac{G}{D}}{1 + 0,622 \frac{G}{D}} \text{ мм рт. ст.} \quad (9)$$

Парциальное давление воздуха в паровоздушной смеси:

$$p_v = \frac{p_{\text{см}} \frac{D}{G}}{1 + 1,61 \frac{D}{G}} \text{ мм рт. ст.} \quad (10)$$

Здесь $p_{\text{см}}$ — давление смеси в конденсаторе, мм рт. ст. ;
 D — количество поступающего в конденсатор пара, кг/час ;
 G — количество воздуха, кг/час .

Критическое давление пара (ата):

$$\left. \begin{aligned} \text{насыщенного } p_{\text{кр}} &= 0,577 p_0 \\ \text{перегретого } p_{\text{кр}} &= 0,574 p_0 \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

где p_0 — начальное давление пара, ата .

Давление водяных паров — см. приложения, табл. 1 и 2.

Выбор расчетных давлений

Давление охлаждающей воды в патрубках насосов для конденсаторов, маслоохладителей, охладителей конденсата и прочих подобных им аппаратов и давление подогреваемой питательной заборной воды в подогревателях для испарителей принимается из условий преодоления потерь напора в системе данного трубопровода, в установленных на нем аппаратах и арматуре, а также в зависимости от конечного противодействия.

Обычно расчетное давление p воды составляет:

- 1) для конденсаторов и маслоохладителей 8 — 25 м вод. ст. ;
- 2) для испарителей 15 — 40 м вод. ст.

Давление p греющего пара для подогревателей питательной воды первой ступени обычно составляет около 1,5—2,5 *ата*, так как в основном для подогрева воды в подогревателях используется отработавший пар от вспомогательных механизмов машинно-котельной установки.

Давление p греющего пара для подогревателей питательной воды второй и третьей ступеней составляет 5 *ата* и выше. Для этой цели используется отработавший пар от группы вспомогательных механизмов, работающих на повышенное противодавление, или пар от главных турбин.

Давление p греющего пара в нефтеподогревателях обычно принимается на 3—5 *ата* выше давления нефти и в большинстве случаев составляет 20—25 *ата*.

Для некоторых типов форсунок давление нефти может достигать 40 *ата*. В этом случае, а также при давлениях нефти, превышающих давление пара, целесообразно применять нефтеподогреватели со сдвоенными трубными досками или секционные нефтеподогреватели, работающие на высоких параметрах пара.

Давление p греющего (первичного) пара в испарителях рекомендуется принимать:

1) для вакуумных испарителей 1,5—2,5 *ата* (обычно в качестве греющего пара используется отработавший пар от вспомогательных механизмов);

2) для испарителей, работающих под давлением выше атмосферного, 3—5 *ата* (применяется также отработавший или сдросселированный свежий пар).

При загрязнении нагревательных змеевиков давление греющего пара, в целях поддержания производительности, может быть увеличено до 8 *ата*.

Давление p_2 вторичного пара в испарителях, как правило, принимается:

Для вакуумных одноступенчатых	<i>ата</i>
Для вакуумных циркуляционных	0,5—0,8
Для вакуумных двухступенчатых:	
в первой ступени	0,3—0,7
во второй ступени	0,6—0,8
Для атмосферных, а также для испарителей с давлением выше атмосферы	0,2—0,4
	1,0—2,0

Давление p греющего пара для атмосферных и вакуумных деаэраторов принимается 1,2—2,0 *ата* (обычно используется отработавший пар).

Рабочее давление в корпусах деаэраторов принимается:

1) в вакуумных 0,1—0,9 *ата*;

2) в атмосферных 1,1—1,4 *ата*.

Давление p рабочего пара в паровоздушных эжекторах обычно принимается 10 *ата* и выше.

Вакуум в конденсаторах зависит от ряда факторов (главнейшими из них являются температура и количество охлаждающей воды) и обычно находится в пределах:

1) для судовых турбинных установок от $p_h = 95\%$ при $t_1 = 15^\circ\text{C}$ до $p_h = 90\%$ при $t_1 = 30^\circ\text{C}$;

2) для стационарных установок $p_h = 96—97,5\%$ при $t_1 = 10—15^\circ\text{C}$ или при охлаждении речной водой в неограниченном количестве;

3) для установки с паровыми машинами вакуум p_h в основном лимитируется размерами цилиндра низкого давления и обычно составляет 85—87%.

Абсолютное давление в конденсаторе вблизи места отсоса воздуха (во избежание перерасхода энергии на воздухоотсасывающее устройство и увеличение его габарита) должно быть не меньше 25 *мм рт. ст.*:

$$p'_k = p_k - \Delta p,$$

где p_k — абсолютное давление в конденсаторе, *мм рт. ст.*;

Δp — паровое сопротивление конденсатора, *мм рт. ст.*

§ 2. ТЕМПЕРАТУРЫ И ИХ РАЗНОСТИ

Температура характеризует степень нагретости тела. Температура измеряется в градусах по международной температурной шкале, согласно которой температура таяния льда при нормальном атмосферном давлении обозначена через 0°C , а температура кипения воды — через 100°C . Температура, измеряемая по международной шкале, обозначается буквой t , а размерность ее — $^\circ\text{C}$.

Температура, отсчитанная от абсолютного нуля температур, называется абсолютной температурой:

$$T = 273,2 + t, \text{ } ^\circ\text{K}, \quad (12)$$

где t — температура, $^\circ\text{C}$.

Средняя температура теплоносителя:

$$t_{cp} = 0,5(t_1 + t_2) \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (13)$$

где t_1 — начальная температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$;

t_2 — конечная температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$.

Средняя температура смеси:

$$t_{см} = \frac{G_1 c_1 t_1 + G_2 c_2 t_2 + \dots}{G_1 c_1 + G_2 c_2 + \dots} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (14)$$

где G_1, G_2 — веса компонентов, входящих в смесь, *кг*;

c_1, c_2 — средние теплоемкости компонентов, *ккал/кг $^\circ\text{C}$* ;

t_1, t_2 — температуры компонентов, $^\circ\text{C}$.

Средняя температура стенки, разделяющей два теплоносителя:

$$t_{cr}^{cp} = 0,5 \left(\frac{t_1 + t_2}{2} + \frac{t_1' + t_2'}{2} \right) ^\circ C, \quad (15)$$

где t_1, t_1' — начальные температуры теплоносителей, $^\circ C$;

t_2, t_2' — конечные температуры теплоносителей, $^\circ C$.

Средняя температура поверхности стенки:

$$t \approx 0,5 (t_{cp} + t_{cr}^{cp}) ^\circ C, \quad (16)$$

где t_{cp} — средняя температура теплоносителя, $^\circ C$;

t_{cr}^{cp} — средняя температура стенки, $^\circ C$.

Формулами (15) и (16) можно пользоваться также для определения приближенного значения температуры поверхности стенки при небольших разностях температур теплоносителей.

Температура поверхности однослойной стенки¹:

1) внутренней

$$t_{cr_1} = \frac{\alpha_1 t_1 + A t_2}{\alpha_1 + A} ^\circ C, \quad (17)$$

$$t_{cr_1} = t_{cr_2} + q \frac{s}{\lambda} ^\circ C; \quad (18)$$

2) наружной

$$t_{cr_2} = \frac{t_1 + \alpha_2 B t_2}{1 + \alpha_2 B} ^\circ C, \quad (19)$$

$$t_{cr_2} = t_{cr_1} - q \frac{s}{\lambda} ^\circ C, \quad (20)$$

где t_1 — температура среды с внутренней стороны стенки, $^\circ C$;

t_2 — температура среды с наружной стороны стенки, $^\circ C$;

α_1 — коэффициент теплоотдачи среды с внутренней стороны стенки, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} ^\circ C$;

α_2 — коэффициент теплоотдачи среды с наружной стороны стенки, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} ^\circ C$;

q — количество тепла, передаваемого 1 м^2 поверхности стенки, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час}$;

s — толщина стенки, м ;

λ — коэффициент теплопроводности стенки, $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{час} ^\circ C$;

A и B — величины, определяемые по формулам:

$$A = \frac{1}{\frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_1}}; \quad B = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda}.$$

¹ Для вычисления температур поверхности стенки коэффициенты теплоотдачи среды α_1 и α_2 в первом подсчете принимаются ориентировочно согласно данным на стр. 74, а затем, по определении их значений, в производимом расчете вновь делается уточненный подсчет этих температур.

Температуры поверхности стенок t_{cr_1} и t_{cr_2} могут быть определены графически (рис. 1) следующим образом.

На оси x -ов откладывают величину $\frac{s}{\lambda}$, а по обе стороны от нее отрезки, равные $\frac{1}{\alpha_1}$ и $\frac{1}{\alpha_2}$, из концов которых восставляют перпендикуляры.

На расстоянии t_1 и t_2 от оси x -ов и параллельно ей проводят линии температур, пересекающиеся с перпендикулярами в точках a и b . Прямая линия, соединяющая эти точки, пересекает поверхность стенки в точках v и z и дает искомые температуры t_{cr_1} и t_{cr_2} .

Средняя температура граничного слоя:

$$t_{cp} = 0,5 (t_{cp} + t_{cr}) ^\circ C, \quad (21)$$

где t_{cp} — средняя температура среды, $^\circ C$;

t_{cr} — температура стенки, определяемая по формулам (17) — (20) или графическим методом, $^\circ C$.

Формулами (15) — (21) пользуются при вычислении теплопередачи и гидравлического сопротивления.

При выводе расчетных формул по теплообмену и гидравлическому сопротивлению из проводимых опытов отдельные авторы применяли различные способы вычисления определяющей температуры, чтобы учесть влияние теплового потока. Некоторые из них в качестве определяющей температуры принимали температуру стенки t_{cr} , определяемую по формулам (17) — (20), другие — среднюю температуру среды t_{cp} , определяемую по формуле (13), третья — различные комбинации, четвертые — среднюю температуру граничного слоя t_{cp} , определяемую по формуле (21), и т. д.

Пользуясь расчетными формулами по теплообмену и гидравлическому сопротивлению, необходимо определяющую температуру вычислять тем способом, который был применен при выводе расчетной формулы.

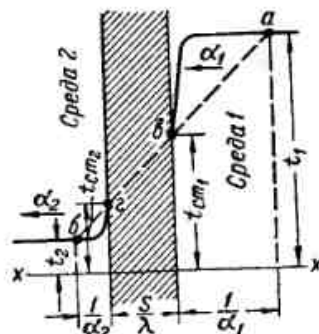


Рис. 1. График определения температуры поверхности стенки.

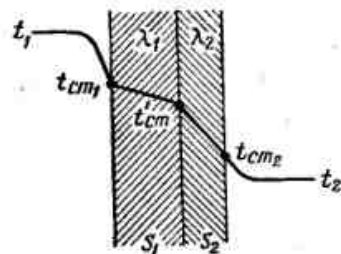


Рис. 2. График определения температуры поверхности двухслойной стенки.

Температура поверхности двухслойной стенки (рис. 2):

1) наружной поверхности первого слоя стенки

$$t_{cr_1} = \frac{\left(\alpha_1 C + \frac{\alpha_1}{\alpha_2} D\right) t_1 + D t_2}{\alpha_1 C + \frac{\alpha_1}{\alpha_2} D + D} \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (22)$$

2) наружной поверхности второго слоя стенки

$$t_{cr_2} = \frac{\alpha_1 D t_1 + (\alpha_2 D + \alpha_1 \alpha_2 C) t_2}{(\alpha_1 + \alpha_2) D + \alpha_1 \alpha_2 C} \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (23)$$

3) на границе между слоями стенок

$$t'_{cr} = t_{cr_1} - q \frac{s_1}{\lambda_1} = t_{cr_2} + q \frac{s_2}{\lambda_2} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (24)$$

Здесь α_1 — коэффициент теплоотдачи первого слоя, $\text{ккал}/\text{м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}$;

α_2 — коэффициент теплоотдачи второго слоя, $\text{ккал}/\text{м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}$;

t_1 — температура среды со стороны первого слоя, $^\circ\text{C}$;

t_2 — температура среды со стороны второго слоя, $^\circ\text{C}$;

s_1 — толщина стенки первого слоя, м ;

s_2 — толщина стенки второго слоя, м ;

λ_1 — коэффициент теплопроводности первого слоя стенки, $\text{ккал}/\text{м-час } ^\circ\text{C}$;

λ_2 — коэффициент теплопроводности второго слоя стенки, $\text{ккал}/\text{м-час } ^\circ\text{C}$;

q — количество тепла, передаваемого 1 м^2 поверхности стенки, $\text{ккал}/\text{м}^2\text{-час}$;

C и D — величины, определяемые по формулам:

$$C = \frac{\lambda_1}{s_1} + \frac{\lambda_2}{s_2}; \quad D = \frac{\lambda_1}{s_1} \frac{\lambda_2}{s_2}.$$

Температура воздуха, удаляемого из конденсатора, принимается:

1) по данным опытов

$$t_n = t_1 + 4 + 0,1 (t_2 - t_1) \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (25)$$

2) по данным практики

$$t_n = t_1 + (3 \div 5) \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (26)$$

где t_1 — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, $^\circ\text{C}$;

t_2 — температура охлаждающей воды при выходе из конденсатора, $^\circ\text{C}$.

Вычисления по формулам (25) и (26) дают близкие результаты.

Температура перегретого пара, который при давлении насыщения конденсируется как насыщенный пар:

$$t_{nn} = t_n + 0,0001515 \alpha_n (t_n - t_n) \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (27)$$

где t_n — температура насыщения, отвечающая давлению в конденсаторе, $^\circ\text{C}$;

α_n — коэффициент теплоотдачи воды, $\text{ккал}/\text{м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}$;

t_n — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, $^\circ\text{C}$.

Формула (27) применяется при определении поверхности охлаждения конденсатора, если необходимо снизить температуру перегретого пара до его конденсации.

Температура насыщенного водяного пара ориентировочно может быть определена по следующим приближенным формулам:

$$t_n \approx 100 \sqrt[4]{p_n} \text{ } ^\circ\text{C} \text{ при } p_n = 1,0 - 25 \text{ } \text{ата}; \quad (28)$$

$$t_n \approx 100 \sqrt[3]{p_n} \text{ } ^\circ\text{C} \text{ при } p_n = 0,1 - 1,0 \text{ } \text{ата}; \quad (29)$$

$$t_n \approx 145 \sqrt{p_n} \text{ } ^\circ\text{C} \text{ при } p_n = 0,03 - 0,1 \text{ } \text{ата}, \quad (30)$$

где p_n — давление насыщенного пара, ата .

Температура водяных паров — см. приложения табл. 1 и 2.

Разность температур

Под *разностью температур* понимается теплоперепад между конечной и начальной температурами, а под *средней разностью* — теплоперепад между средними температурами теплоносителей.

Количество тепла, передаваемое через поверхность при теплообмене, пропорционально средней разности температур.

При равномерном и небольшом падении температур по длине поверхности (нагрева или охлаждения) средняя разность температур будет арифметической, изменяющейся по прямой от начальной до конечной разности.

При более интенсивном теплообмене и больших разностях температур, что обычно наблюдается в теплообменниках, падение температур по длине поверхности неравномерно; в этом случае средняя разность температур будет логарифмической, изменяющейся по кривой от начальной до конечной разности температур теплоносителей.

Если отношение $\frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_1} < 2$, то разность температур между средней логарифмической и средней арифметической не превы-

шает 4%. В этом случае можно пользоваться формулами (32) и (33) средних арифметических разностей температур.

Величина средней разности температур зависит не только от значений начальных и конечных температур теплоносителей, но также и от направления движения их потока.

Схемы направления движения теплоносителей, обычно встречающиеся при вычислении средней разности температур в аппаратах, приведены на рис. 3.



Рис. 3. Схемы направления движения теплоносителей.

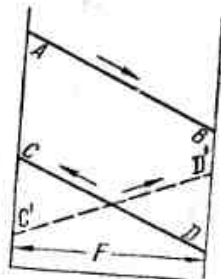


Рис. 4. Схемы изменения средней арифметической разности температур.

Разность температур теплоносителей

$$\delta t = t_2 - t_1 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (31)$$

где t_2 — наибольшая температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$;
 t_1 — наименьшая температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$.

Средняя арифметическая разность температур:

1) для прямотока

$$\delta t = 0,5[(t_1 - t_1') + (t_2 - t_2')] \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (32)$$

2) для противотока

$$\delta t = 0,5[(t_1 - t_2') + (t_2 - t_1')] \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (33)$$

где t_1, t_1' — начальные температуры теплоносителей, $^\circ\text{C}$;
 t_2, t_2' — конечные температуры теплоносителей, $^\circ\text{C}$.

Схема изменения температур теплоносителей и средней арифметической разности температур в зависимости от направления потоков теплоносителей изображена на рис. 4. Линии AB и CD показывают изменение температур по поверхности F при противотоке, линии AB и C'D' — при прямотоке.

Средняя логарифмическая разность температур:

1) для прямотока

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_1') - (t_2 - t_2')}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_1'}{t_2 - t_2'}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (34)$$

Схема изменения температур по поверхности F при прямотоке изображена на рис. 5;

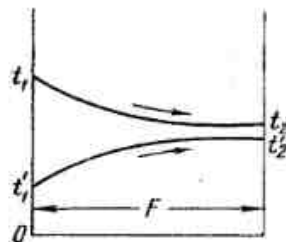


Рис. 5. Схема изменения температур при прямотоке.

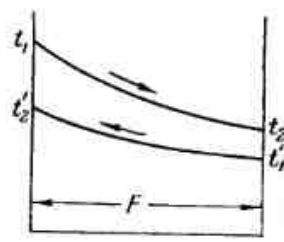


Рис. 6. Схема изменения температур при противотоке.

2) для противотока

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_2') - (t_2 - t_1')}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_2'}{t_2 - t_1'}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (35)$$

Схема изменения температур по поверхности F при противотоке приведена на рис. 6;

3) для смешанного и перекрестного тока:

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_2) - \left(t_2 - \frac{t_1' + t_2'}{2} \right)}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_2'}{t_2 - \frac{t_1' + t_2'}{2}}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (36)$$

Схема изменения температур по поверхности F при смешанном токе представлена на рис. 7;

4) для случая, когда температура одного из теплоносителей (например, конденсирующийся пар) постоянна, разница между прямотоком и противотоком исчезает и формула средней логарифмической разности температур принимает следующий вид:

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{2,3 \lg \frac{t - t_1}{t - t_2}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (37)$$

Схема изменения температур по поверхности F при теплообмене, когда один из теплоносителей имеет постоянную температуру, приведена на рис. 8;

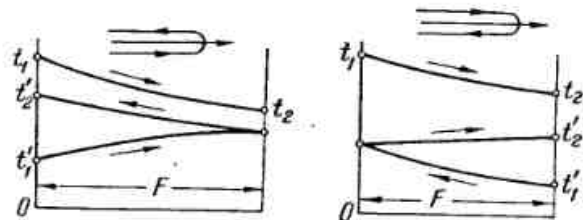


Рис. 7. Схема изменения температур при смешанном токе.

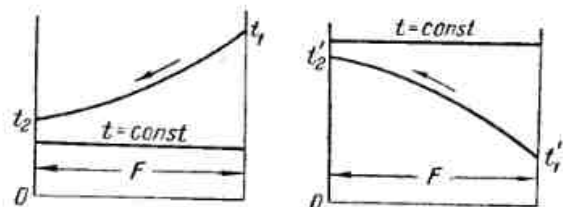


Рис. 8. Схема изменения температур при теплообмене, когда один из теплоносителей имеет постоянную температуру.

5) для однопроточных конденсаторов при перекрестном токе воды и пара по опытным данным:

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1'}{2,3 \lg \left[\frac{1}{1 - 2,3 \frac{t_2 - t_1}{t_1 - t_2} \lg \frac{t_1 - t_1'}{t_2 - t_1}} \right]} \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (38)$$

6) для конденсаторов двухпроточных и более:

$$\Delta t = \frac{(t_2 - t_1') - (t_1 - t_2')}{2,3 \lg \frac{t_2 - t_1}{t_1 - t_2'}} \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (39)$$

Здесь t — постоянная температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$;
 t_1, t_1' — начальные температуры теплоносителей, $^\circ\text{C}$;
 t_2, t_2' — конечные температуры теплоносителей, $^\circ\text{C}$.

В формулах (38) и (39) за начальную температуру пара t_1 принята температура насыщения пара, отвечающая абсолютному давлению в конденсаторе, а за конечную — температура

насыщения пара t_2 , отвечающая абсолютному давлению в конденсаторе около места отсоса воздуха.

Если теплоносителем является перегретый пар и если температура стенок трубок ниже температуры его насыщения, то в формулу (34) средней логарифмической разности температур подставляется температура насыщения, а не перегретого пара, соответствующая его давлению.

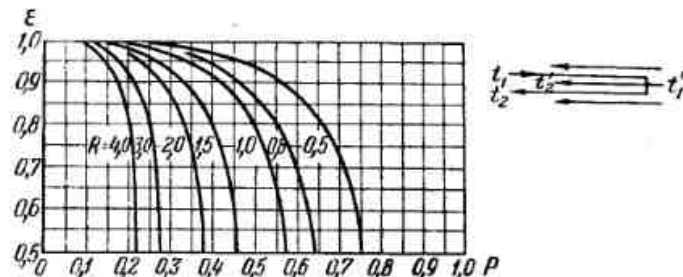


Рис. 9. Значения поправочного коэффициента $\epsilon = f(P, R)$ для определения средней логарифмической разности температур при сложной схеме движения жидкостей.

Для аппаратов с более сложным перекрестным и смешанным током вычисление средних разностей температур усложняется математическими выкладками. В этом случае вычисление их может быть произведено по формуле (35) с последующим умножением результата на поправочный коэффициент ϵ , определяемый по графикам рис. 9—12, данным для различных схем движения теплоносителей.

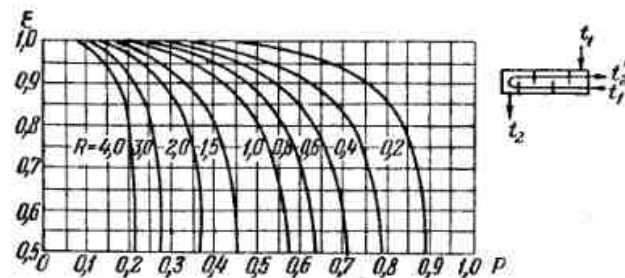


Рис. 10. Значения поправочного коэффициента $\epsilon = f(P, R)$ для определения средней логарифмической разности температур при сложной схеме движения жидкости.

На этих графиках значение коэффициента ϵ дано как функция двух безразмерных величин $\epsilon = f(P, R)$, равных:

$$P = \frac{t_2 - t_1'}{t_1 - t_1'}; \quad R = \frac{t_1 - t_2}{t_2 - t_1}$$

Соотношение средних разностей температур в двухступенчатой испарительной установке с равными поверхностями нагрева в каждой ступени

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{Q_1}{k_1} \cdot \frac{Q_2}{k_2}, \quad (40)$$

где Δt_1 — средняя разность температур в первой ступени, °С;
 Δt_2 — средняя разность температур во второй ступени, °С;
 Q_1 — количество передаваемого тепла в первой ступени испарителя, ккал/час;

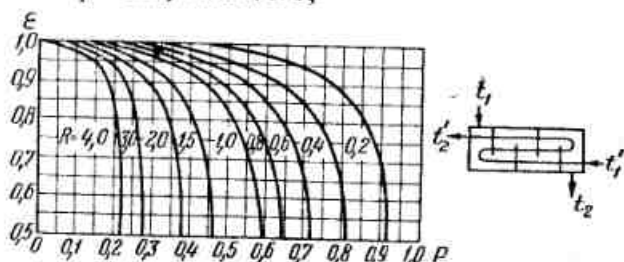


Рис. 11. Значения поправочного коэффициента $\epsilon = f(P, R)$ для определения средней логарифмической разности температур при сложной схеме движения жидкости.

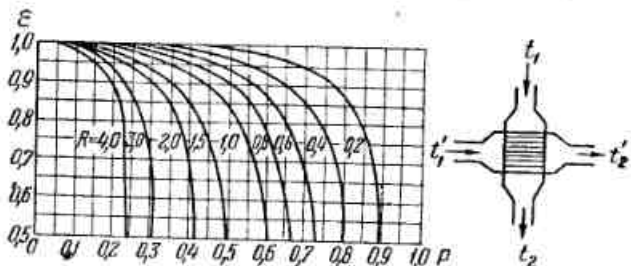


Рис. 12. Значения поправочного коэффициента $\epsilon = f(P, R)$ для определения средней логарифмической разности температур при сложной схеме движения жидкости.

Q_2 — количество передаваемого тепла во второй ступени, ккал/час;
 k_1 — коэффициент теплопередачи в первой ступени, ккал/м²-час °С;
 k_2 — коэффициент теплопередачи во второй ступени, ккал/м²-час °С.

Выбор расчетных температур

Температура заборной воды: 1) начальная расчетная температура t_1 охлаждающей или подогреваемой заборной воды равна примерно $15 \div 20^\circ\text{C}$;

2) конечная расчетная температура t_2 охлаждающей заборной воды:

В маслоохладителях	20—25° С
В конденсаторах	23—32° С

Повышение температуры Δt охлаждающей воды в конденсаторах:

Двухходовых и более	8—11° С
Одноходовых	6—8° С

Для конденсаторов, работающих при $p \geq 0,1 \text{ ама}$, $\Delta t = 13 \div 17^\circ\text{C}$.

Конечная расчетная температура t_2 подогреваемой заборной воды в подогревателях испарителей обычно принимается $60 \div 90^\circ\text{C}$; в подогревателях циркуляционных испарителей:

При давлении в корпусе испарителя 0,7 ама	104—106° С
При давлении в корпусе испарителя 0,3 ама	85° С

Температура питательной воды. Начальной температурой питательной воды в подогревателях обычно является температура конденсата, поступающего из конденсатора, с учетом повышения ее в конденсаторах пароструйных эжекторов, смесителях и прочих аппаратах, если они установлены на пути от конденсатора до подогревателя, или температура конденсата в теплом ящике.

Начальная расчетная температура t_1 питательной воды обычно лежит в пределах $36 \div 50^\circ\text{C}$.

Конечная температура t_2 питательной воды в подогревателях выбирается в зависимости от тепловой схемы установки и числа ступеней подогревателей в ней, а также от конструкции котла, и обычно принимается:

	° С
При одноступенчатом подогреве	95—115
При двухступенчатом подогреве	120—170
При трехступенчатом подогреве	170—220

Температура t нагреваемой воды в атмосферных деаэраторах принимается $102 \div 104^\circ\text{C}$, а в вакуумных — соответствующая температуре кипения при данном рабочем давлении в корпусе деаэратора.

Температура греющего пара: 1) для испарителей минимальная температура t насыщения выше температуры вторичного пара на $15 \div 20^\circ\text{C}$, а максимальная (при перегретом паре) не выше $200 \div 230^\circ\text{C}$;

2) для деаэраторов (при отработавшем перегретом паре) $t = 180-230^\circ\text{C}$;

3) для подогревателей питательной воды и подогревателей циркуляционных испарителей, работающих на отработавшем паре, $t \leq 230^\circ\text{C}$;

4) для подогревателей обычных испарительных установок (вакуумных или работающих под давлением) подогрев воды производится вторичным паром испарителей или конденсатом греющего пара.

Температура нефти: 1) начальная расчетная температура t_1 нефти в подогревателях топлива принимается $10-15^\circ\text{C}$;

2) конечная расчетная температура t_2 нефти обычно берется в пределах $90-95^\circ\text{C}$;

Температура масла: 1) начальная температура t_1 масла при входе в маслоохладители обычно составляет около $55-60^\circ\text{C}$;

2) конечная температура t_2 масла, выходящего из маслоохладителя:

Для смазки подшипников валопровода, турбин, редуктора и пр.	45—55°С
Для смазки зубцов редуктора и автоматического регулирования	35—45°С

Выбор расчетных температур масла производится в зависимости от вязкости применяемого масла: чем меньше вязкости масла, тем ниже принимается температура смазки и наоборот.

Разность температур Δt между начальной температурой нагревающей (охлаждающей) среды и конечной температурой нагреваемой (охлаждаемой) среды должна составлять не менее $8-10^\circ\text{C}$.

Разность температур в конденсаторе между конденсирующимся паром и охлаждающей водой при выходе в среднем составляет:

	°С
Для стационарных турбин	4,5—6,5
Для поршневых паровых машин	8,5—11
Для корабельных турбоустановок средней мощности (18—35 тыс. л. с.)	22—28
Для корабельных турбоустановок большой мощности (50—65 тыс. л. с.)	8,5—11
Для коммерческих судов с паровыми турбинами	6,5—8,5
Для коммерческих судов с паровыми машинами	14—16,5

Разность температур Δt между первичным и вторичным паром испарителей целесообразно назначать в пределах $20-30^\circ\text{C}$.

Разность температур Δt между температурой входа воды в циркуляционный испаритель и температурой выхода рассола из испарителя принимается $12-15^\circ\text{C}$.

Разность температур Δt между температурой конденсации и температурой конденсата при выходе из конденсатора:

В регенеративных конденсаторах	1°С
В нерегенеративных конденсаторах	4°С

Разность температур между температурой конденсирующегося пара и температурой воздуха, т. е. возможная величина переохлаждения конденсата в конденсаторах типа O—V для обеспечения регенерации

$$\Delta t = t_s - t_n + 3^\circ\text{C},$$

где t_s — температура конденсации пара, °С;
 t_n — температура воздуха, удаляемого из конденсатора, °С.

§ 3. ОБЪЕМЫ И ВЕСА

Под *удельным объемом* вещества понимается отношение объема, занимаемого веществом, к его весу. Единица измерения удельных объемов — $\text{м}^3/\text{кг}$ или $\text{см}^3/\text{г}$.

Величина, обратная удельному объему, является удельным весом вещества и обозначается буквой γ . Размерность удельного веса — $\text{кг}/\text{м}^3$ или $\text{г}/\text{см}^3$.

Масса единицы объема называется плотностью и обозначается буквой ρ .

Удельный объем среды:

$$v = \frac{V}{G} = \frac{1}{\gamma} \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (41)$$

где V — объем, занимаемый средой, м^3 ;
 G — вес среды, кг ;
 γ — удельный вес среды, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Удельный объем паров и газов (характеристическое уравнение):

$$v = \frac{RT}{p} \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (42)$$

где T — абсолютная температура, °К;
 p — давление пара или газа, $\text{кг}/\text{м}^2$;
 R — газовая постоянная, $\text{кгм}/\text{кг}^\circ\text{К}$.

Удельный объем перегретого пара:

$$v_n = \frac{47,05 T}{p} - 0,016 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (43)$$

где T — абсолютная температура пара, °К;
 p — давление перегретого пара, $\text{кг}/\text{м}^2$.

Удельный объем влажного пара:

$$v_x = x v_s \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (44)$$

где x — степень сухости пара;

v_s — удельный объем сухого насыщенного пара, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Удельный объем смеси:

$$v_{\text{см}} = \frac{G_1 v_1 + G_2 v_2 + \dots}{G_1 + G_2 + \dots} \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (45)$$

где G_1, G_2 — веса компонентов, входящих в смесь, кг ;

v_1, v_2 — удельные объемы компонентов, входящих в смесь, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Объем смеси в конденсаторе (по закону Дальтона):

$$V_{\text{см}} = V_n + V_b \text{ м}^3, \quad (46)$$

где V_n — объем, занимаемый паром, м^3 ;

V_b — объем, занимаемый воздухом, м^3 .

Объем воздуха, отсасываемого из конденсатора:

$$V_n = \frac{29,27 (273 + t_n) G_n}{p_n} \text{ м}^3/\text{час}, \quad (47)$$

где t_n — температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

G_n — вес отсасываемого воздуха, $\text{кг}/\text{час}$;

p_n — парциальное давление воздуха, $\text{кг}/\text{м}^2$.

Объем сухого воздуха в зависимости от температуры:

$$V_t = V_0 \left(1 + \frac{1}{273} t \right) \text{ м}^3, \quad (48)$$

где V_0 — объем сухого воздуха при температуре 0°C и барометрическом давлении 760 мм рт. ст. , м^3 ;

t — температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Объем воды в деаэрационном баке для судовых установок выбирается из условий 3—4-минутного запаса воды и определяется

$$V = \frac{Wv}{15 \div 20} \text{ м}^3, \quad (49)$$

где W — количество деаэрированной воды (производительность), $\text{т}/\text{час}$;

v — удельный объем деаэрированной воды, $\text{м}^3/\text{т}$.

Объемный вес влажного воздуха

$$\gamma_{\text{вл}} = \gamma_{\text{сух}} - 0,176 \frac{\varphi h_s}{T} \text{ кг}/\text{м}^3, \quad (50)$$

где $\gamma_{\text{сух}}$ — объемный вес сухого воздуха (находится по табл. 5 приложений), $\text{кг}/\text{м}^3$;

h_s — давление водяных паров при полном насыщении воздуха, мм рт. ст. ;

T — абсолютная температура влажного воздуха, $^{\circ}\text{K}$;

φ — относительная влажность воздуха:

$$\varphi = \frac{h_n}{h_s} 100 = \frac{d}{d_s} 100\%,$$

где h_n — парциальное давление водяных паров, мм рт. ст. ;

d — влагосодержание воздуха при данной температуре и данном насыщении:

$$d = 622 \frac{h_n}{B - h_n} \text{ г}/\text{кг сух. возд.},$$

d_s — влагосодержание воздуха при данной температуре и полном насыщении, $\text{г}/\text{кг}$;

B — барометрическое давление атмосферного воздуха, как газовой смеси:

$$B = h_c + h_n \text{ мм рт. ст.},$$

где h_c — парциальное давление сухого воздуха, мм рт. ст.

Вес влажного воздуха

$$G_{\text{вл}} = G_{\text{сух}} + G_n \text{ кг}, \quad (51)$$

где $G_{\text{сух}} = \frac{B - h_n}{2,153 T}$ — вес сухого воздуха, кг ;

$G_n = \frac{h_n}{3,461 T}$ — вес водяных паров, кг .

Здесь B — барометрическое давление атмосферного воздуха, мм рт. ст. ;

h_n — парциальное давление водяных паров атмосферы, мм рт. ст. ;

T — абсолютная температура воздуха, $^{\circ}\text{K}$;

число 2,153 — газовая постоянная сухого воздуха при измерении давления в $\text{кг}/\text{м}^2$;

число 3,461 — газовая постоянная водяных паров при измерении давления в $\text{кг}/\text{м}^2$.

Удельный вес нефтепродуктов при различных температурах

$$\gamma_t = \gamma_{20} - \beta(t - 20) \text{ м/м}^3, \quad (52)$$

где γ_{20} — удельный вес нефтепродукта при 20°C , м/м^3 ;
 β — температурная поправка на 1°C (определяется по табл. 1);
 t — температура нефтепродукта, $^\circ \text{C}$.

График зависимости удельного веса различных нефтепродуктов от температуры приведен на рис. 13.

Удельные объемы и веса водяных паров, воздуха и жидкостей — см. приложения, табл. 1—14.

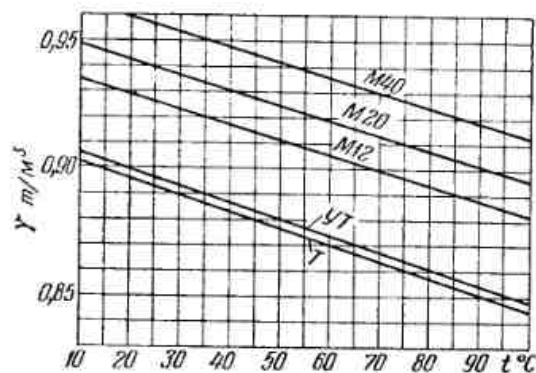


Рис. 13. График зависимости удельного веса нефтепродуктов от температуры.

M12 — мазут флотский; M20 — мазут флотский; M40 — мазут топочный; UT и T — смазочные масла.

Таблица 1
Значения температурной поправки β

Удельный вес при $t = 20^\circ \text{C}$	β
0,90	0,000633
0,91	0,000620
0,92	0,000607
0,93	0,000594
0,94	0,000581
0,95	0,000567
0,96	0,000554
0,97	0,000541

Энтальпия (теплосодержание) влажного воздуха:

$$i_{\text{вд}} = 0,24t + (0,46t + 595) d \cdot 10^{-3} \text{ ккал/кг сух. возд.}, \quad (53)$$

где $0,24t$ — энтальпия сухого воздуха, ккал/кг ;
 $0,46td \cdot 10^{-3}$ — теплота перегрева водяных паров, содержащихся в воздухе, $\text{ккал/кг сух. возд.}$;
 $595d \cdot 10^{-3}$ — скрытая теплота парообразования при 0°C , $\text{ккал/кг сух. возд.}$

§ 4. ТЕПЛОЕМКОСТИ

Теплоемкостью, или весовой удельной теплоемкостью, называется количество тепла, необходимого для нагревания 1 кг вещества на 1°C . С повышением температуры теплоемкость увеличивается (для ртути убывает).

Теплоемкость реальных газов зависит не только от температуры, но и от давления, и подразделяется на теплоемкость при постоянном давлении c_p и теплоемкость при постоянном объеме c_v .

Различают теплоемкость весовую, объемную и молярную в зависимости от того, к какой количественной единице она отнесена.

Весовая теплоемкость c , c_p или c_v измеряется в $\text{ккал/кг}^\circ \text{C}$; объемная $c_{\text{об}}$ — в $\text{ккал/м}^3^\circ \text{C}$ и молярная μc — в $\text{ккал/моль}^\circ \text{C}$.

Теплоемкость воды:

$$c = 0,9983 - 0,005184 t \cdot 10^{-2} + 0,006912 t^2 \cdot 10^{-4} \text{ ккал/кг}^\circ \text{C}, \quad (54)$$

где t — температура воды, $^\circ \text{C}$.

Теплоемкость водяного пара:

$$c_p = c_{p_0} + 0,5311 \frac{p}{p_{\text{кр}}} \left(\frac{T_{\text{кр}}}{T} \right)^{3,5} + 1,1991 \left(\frac{p}{p_{\text{кр}}} \right)^3 \left(\frac{T_{\text{кр}}}{T} \right)^{18} \text{ ккал/кг}^\circ \text{C}, \quad (55)$$

где $c_{p_0} = 0,3613 + 0,0001736 T + \frac{9,0}{T}$ — теплоемкость при $p = 0$;

p — абсолютное давление, кг/м^2 ;

$p_{\text{кр}} = 225,05 \cdot 10^4$ — критическое давление, кг/м^2 ;

$T_{\text{кр}} = 273,2 + 374 = 647,2$ — критическая температура, $^\circ \text{K}$;

T — абсолютная температура, $^\circ \text{K}$.

Теплоемкость перегретого водяного пара в зависимости от температуры и давления пара — см. приложения, рис. 1.

Теплоемкость нефтепродуктов:

$$c_p = (0,403 + 0,00081t) \frac{1}{\gamma_{15}} \text{ ккал/кг}^\circ \text{C}, \quad (56)$$

где t — температура нефтепродуктов, $^\circ \text{C}$;

γ_{15} — удельный вес нефтепродуктов при 15°C , м/м^3 .

График зависимости теплоемкости нефтепродуктов от температуры и удельного веса представлен на рис. 14.

Теплоемкость воздуха:

$$c_p = 0,2404 + 0,0000843 t \text{ ккал/кг}^\circ \text{C}, \quad (57)$$

где t — температура воздуха, $^\circ \text{C}$.

График изменения теплоемкости воздуха, вычисленной по формуле (57), в зави-

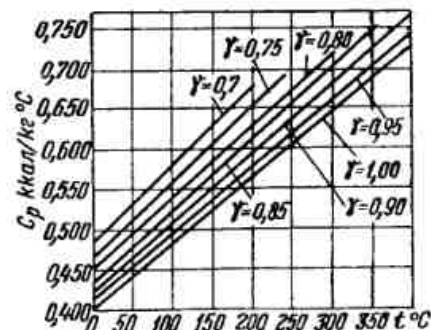


Рис. 14. График изменения теплоемкости нефтепродуктов в зависимости от температуры и удельного веса.

симости от температуры приведен на рис. 15, а в зависимости от температуры и давления — на рис. 16.

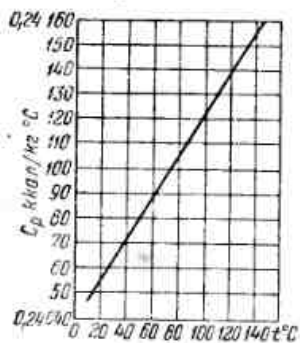


Рис. 15. График изменения теплоемкости воздуха в зависимости от температуры.

Выражение зависимости между молярными теплоемкостями:

$$\mu c_p = \mu c_v + \mu AR = \mu c_v + 1,985, \quad (60)$$

где $\mu AR = 1,985$ — газовая постоянная 1 моля в тепловых единицах.

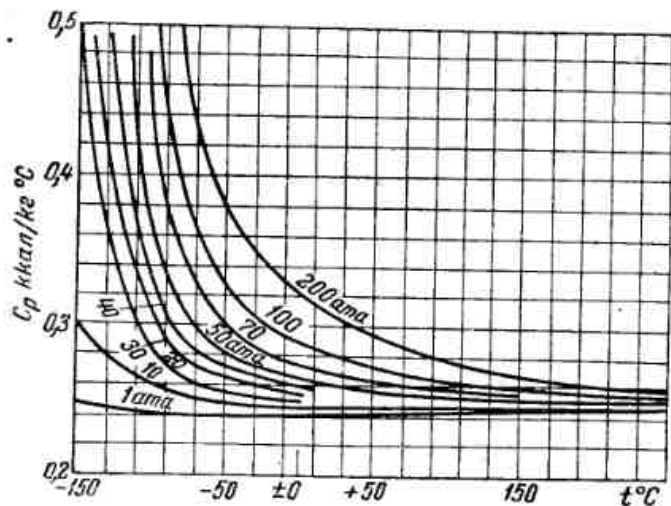


Рис. 16. График изменения теплоемкости воздуха в зависимости от температуры и давления.

Перевод молярной теплоемкости μc в весовую c :

$$c = \frac{(\mu c)}{\mu}. \quad (61)$$

Теплоемкость влажного воздуха:

$$c_x = 0,242 + 0,47d \cdot 10^{-3} \text{ ккал/кг сух. возд. } ^\circ\text{C}, \quad (58)$$

где d — влагосодержание воздуха, г/кг.

Теплоемкость смеси:

$$c = \frac{G_1 c_1 + G_2 c_2 + \dots}{G_1 t_1 + G_2 t_2 + \dots} \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}, \quad (59)$$

где G_1, G_2 — веса компонентов смеси, кг;

t_1, t_2 — температуры компонентов смеси, $^\circ\text{C}$;

c_1, c_2 — теплоемкости компонентов смеси, ккал/кг $^\circ\text{C}$.

Перевод весовой теплоемкости c в объемную $c_{об}$:

$$c_{об} = c \rho. \quad (62)$$

Значение теплоемкостей для различных тел приведены в приложениях (табл. 4—14 и рис. 1—3).

§ 5. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Коэффициент теплопроводности указывает на способность вещества проводить тепло. Величина этого коэффициента определяет количество тепла, которое проходит в единицу времени через единицу поверхности стенки при падении температуры на 1°C на единицу длины, и измеряется в ккал/м·час $^\circ\text{C}$.

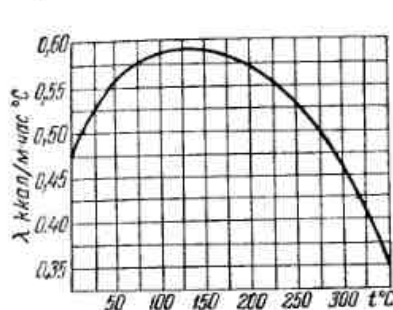


Рис. 17. Коэффициент теплопроводности воды в зависимости от температуры.

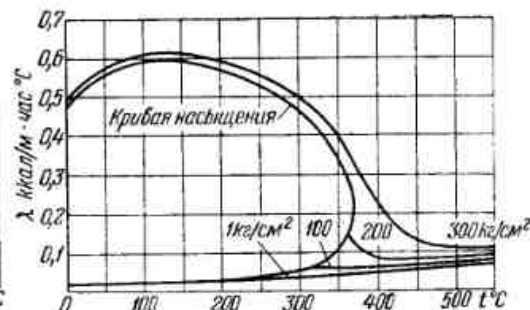


Рис. 18. Коэффициент теплопроводности воды и водяного пара в зависимости от температуры и давления.

Коэффициент теплопроводности воды в зависимости от температуры показан графически на рис. 17 и в табл. 6 приложений.

Коэффициент теплопроводности водяного пара:

$$\lambda = \frac{0,00578 c_v \sqrt{T}}{1 + \frac{321}{T}} \text{ ккал/м·час } ^\circ\text{C}, \quad (63)$$

где c_v — теплоемкость водяного пара при постоянном объеме, равная

$$c_v = 0,259 + 0,000111T \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C},$$

T — абсолютная температура, $^\circ\text{K}$.

Коэффициент теплопроводности воды и водяного пара в зависимости от температуры и давления представлен кривыми на рис. 18.

Коэффициент теплопроводности для перегретого водяного пара в зависимости от температуры и давления — см. приложения, рис. 2.

Коэффициент теплопроводности воздуха:

$$\lambda = \frac{0,00167 (1 + 0,000194T) \sqrt{T}}{1 + \frac{117}{T}} \text{ ккал/м-час } ^\circ\text{C}, \quad (64)$$

где T — абсолютная температура, $^\circ\text{K}$.

Кривая зависимости коэффициента теплопроводности воздуха от температуры приведена на рис. 19, а на рис. 20 изображены кривые коэффициента теплопроводности различных газов при давлении 760 мм рт. ст. и различных температурах.

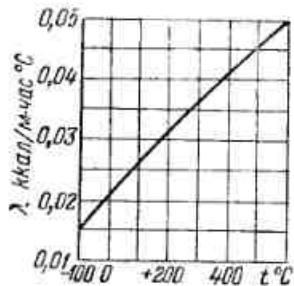


Рис. 19. Коэффициент теплопроводности воздуха в зависимости от температуры.

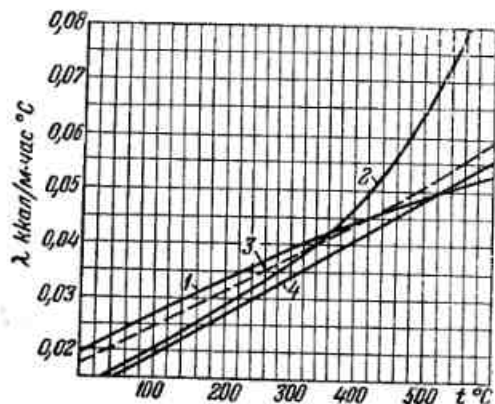


Рис. 20. Коэффициент теплопроводности различных газов при давлении 760 мм рт. ст. и различных температурах.

1 — кислород, азот, воздух; 2 — водяной пар;
3 — дымовые газы; 4 — углекислота.

Коэффициент теплопроводности масла в интервале температур 20—100 $^\circ\text{C}$ для приближенных расчетов может быть принят

$$\lambda = 0,10 \div 0,11 \text{ ккал/м-час } ^\circ\text{C}. \quad (65)$$

Коэффициент теплопроводности нефтепродуктов может быть определен по эмпирической формуле

$$\lambda = \frac{0,101}{\gamma_{15}} (1 - 0,00054t) \text{ ккал/м-час } ^\circ\text{C}, \quad (66)$$

где γ_{15} — удельный вес нефтепродуктов при температуре 15 $^\circ\text{C}$, т/м^3 ;

t — средняя температура, $^\circ\text{C}$.

Эта формула применима к нефтепродуктам с удельным весом, равным 0,78—0,95 т/м^3 , в интервале температур 0—200 $^\circ\text{C}$.

На рис. 21 представлены коэффициенты теплопроводности различных марок масел в зависимости от температуры, вычисленные по формуле (66).

Следует отметить, что в литературных источниках имеют место и другие формулы определения коэффициентов теплопроводности нефтепродуктов, дающие разноречивые результаты, вследствие чего формулу (66), а также существующие до настоящего времени формулы, отличаю-

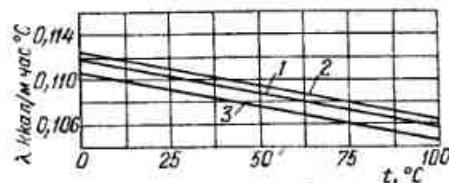


Рис. 21. Коэффициенты теплопроводности нефтепродуктов в зависимости от температуры.

1 — масло турбинное УТ; 2 — масло турбинное Т; 3 — масло дизельное.

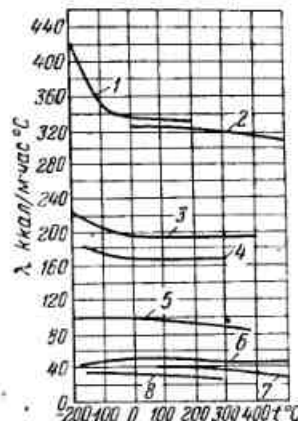


Рис. 22. Коэффициенты теплопроводности металлов в зависимости от температуры.

1 — медь чистая; 2 — медь 99,9%;
3 — алюминий 99,7%; 4 — алюминий 99,0%;
5 — цинк 99,8%; 6 — никель 99,0%;
7 — железо — 99,8%; 8 — свинец чистый технический.

щиеся от формулы (66), можно рассматривать только как приближенные.

На рис. 22 приведены кривые коэффициентов теплопроводности различных металлов в зависимости от температуры. Значение коэффициентов теплопроводности для различных тел — см. приложения, табл. 4—12.

§ 6. ВЯЗКОСТИ

Вязкость характеризует величину молекулярного сцепления частиц и зависит от силы внутреннего трения, появляющегося между двумя слоями жидкости при их движении.

Вязкость определяется скоростью перемещения слоев и свойствами жидкости. Вязкость жидкостей с увеличением температуры уменьшается, а с повышением давления незначительно увеличивается, однако при высоких давлениях — 100 *атм* и более — изменение вязкости становится ощутительным.

Единица абсолютной вязкости представляет силу (касательную), необходимую для взаимного перемещения со скоростью

1 см/сек двух слоев жидкости площадью 1 см² каждый, находящихся на расстоянии 1 см один относительно другого, и выражается в пуазах.

Отношение абсолютной вязкости к плотности при той же температуре называется *кинематической вязкостью*.

В технической системе единиц динамическая, или абсолютная, вязкость выражается в кг·сек/м², а кинематическая — в м²/сек. Вязкость в градусах Энглера есть отношение времени истечения 200 см³ продукта ко времени истечения такого же объема воды из прибора Энглера при 20°С и обозначается °Е.

Динамическая вязкость воды:

$$\mu_p = \frac{0,0178}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2} \text{ пуазов,} \quad (67)$$

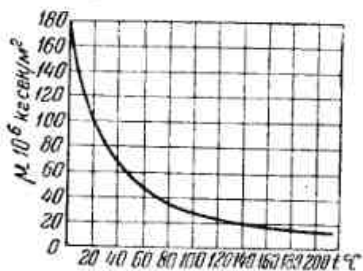


Рис. 23. Динамическая вязкость воды в зависимости от температуры

где t — температура воды, °С.

Динамическая вязкость воды в зависимости от температуры представлена кривой на рис. 23.

Динамическая вязкость газов и водяного пара

$$\mu \cdot 10^6 = \frac{2,766T}{821 + t} \sqrt{\frac{T}{273}} \text{ кг·сек/м}^2, \quad (68)$$

где t — температура газа или пара, °С;

T — абсолютная температура газа или пара, °К;

Для перегретого водяного пара динамическая вязкость в зависимости от температуры и давления представлена кривыми — см. приложения, рис. 3.

Динамическая вязкость воздуха:

$$\mu \cdot 10^6 = 1,712 \sqrt{1 + 0,003665t(1 + 0,0008t)^2} \text{ кг·сек/м}^2, \quad (69)$$

где t — температура воздуха, °С.

На рис. 24 и 25 приведены соответственно кривые динамической и кинематической вязкости воздуха в зависимости от температуры и давления.

Динамические вязкости воздуха, водяного пара, кислорода, азота, а также кинематическая вязкость дымовых газов в зависимости от температуры представлены на рис. 26. Влиянием давления на вязкость газов до $p = 10 \text{ атм}$ можно пренебречь.

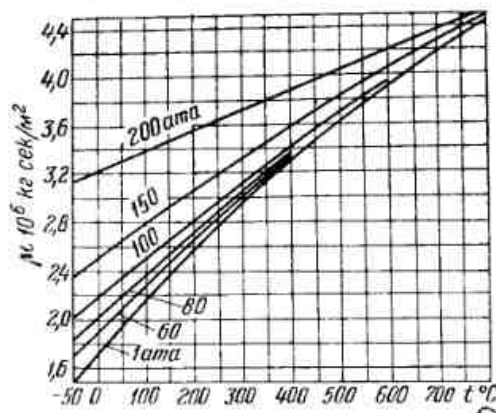


Рис. 24. Динамическая вязкость воздуха в зависимости от температуры и давления.

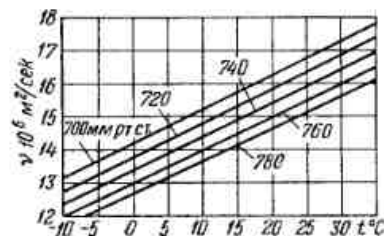


Рис. 25. Кинематическая вязкость воздуха в зависимости от температуры и давления.

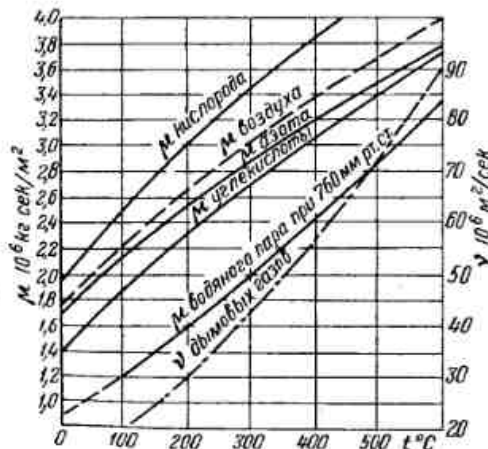


Рис. 26. Динамическая вязкость воздуха, кислорода, азота, углекислого газа, водяного пара и кинематическая вязкость дымовых газов в зависимости от температуры.

Кинематическая вязкость смеси газов в технических расчетах подсчитывается по формуле:

$$\nu_{см} = \frac{100}{\frac{v_1}{\nu_1} + \frac{v_2}{\nu_2} + \frac{v_3}{\nu_3} + \dots} \text{ м}^2/\text{сек},$$

где ν_1, ν_2, ν_3 — кинематическая вязкость отдельных компонентов, $\text{м}^2/\text{сек}$;

v_1, v_2, v_3 — объемные содержания отдельных компонентов смеси, %.

Динамическая вязкость нефтепродуктов:

$$\lg \mu_p = -3 + \frac{0,211}{0,968 - \gamma} \text{ пуазов}, \quad (70)$$

где γ — удельный вес нефтепродукта при соответствующей температуре, $\text{г}/\text{см}^3$.

Для наиболее употребительных смазочных масел и мазутов на рис. 27 представлены их кинематические вязкости и вязкости в градусах Энглера в зависимости от температуры, полученные по данным испытаний.

Для определения вязкости нефтепродукта при заданной температуре можно пользоваться следующей приближенной формулой пересчета:

$${}^\circ E_t = \frac{{}^\circ E_{50} 50^n}{t^n} \text{ или } \nu_t = \frac{\nu_{50} 50^n}{t^n}, \quad (71)$$

где ${}^\circ E_{50}$ — вязкость (${}^\circ E$) или кинематическая вязкость ν_{50} при 50°C , указываемая в стандартах для нефтепродуктов;

t — температура, при которой необходимо определить вязкость, ${}^\circ \text{C}$;

n — показатель степени, выбирается по табл. 2.

Таблица 2

Значения показателя степени n

${}^\circ E_{50}$	1,2	1,5	1,8	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
n	1,39	1,59	1,72	1,79	1,99	2,19	2,24	2,32	2,42	2,49
${}^\circ E_{50}$	9,0	10	15	20	25	30	35	50	65	—
n	2,52	2,56	2,75	2,86	2,96	3,06	3,10	3,17	3,32	—

Формула (71) применима в интервале температур от 30 до 150°C для вязкости нефтепродуктов, не превышающей $16^\circ E$, а в интервале температур от 40 до 110°C — для вязкости нефтепродуктов более $16^\circ E$.

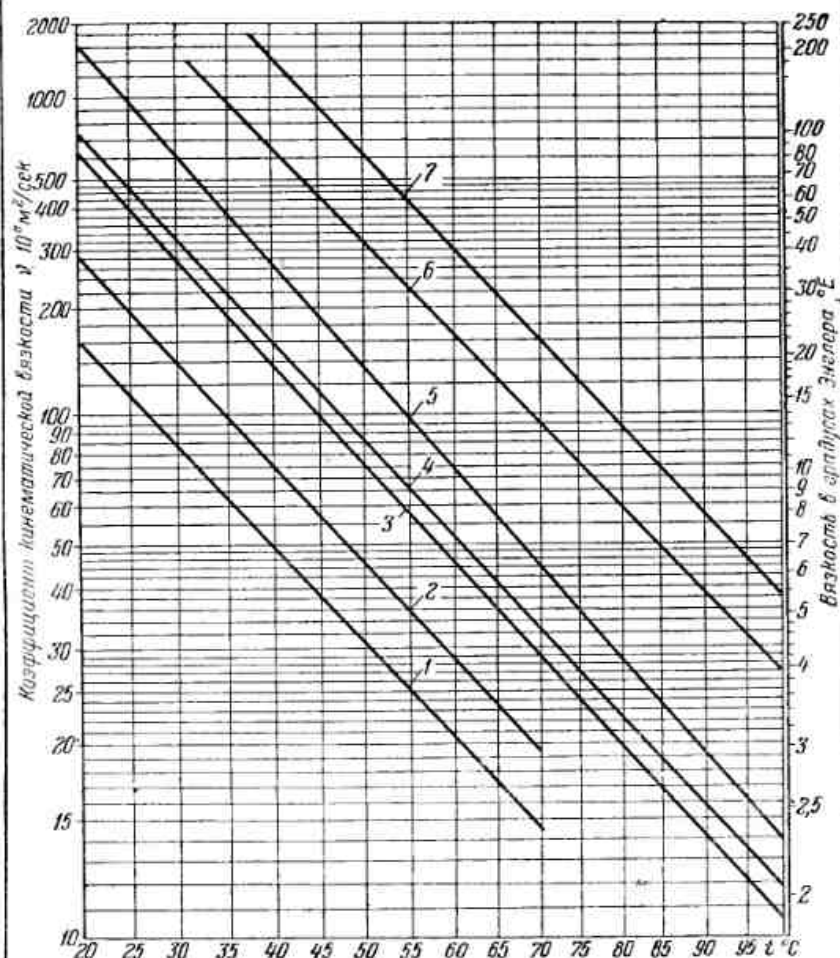


Рис. 27. Зависимость вязкости смазочных масел и мазутов от температуры.

1 — масло турбинное УТ; 2 — масло турбинное Т; 3 — масло дизельное; 4 — мазут флотский М12; 5 — мазут флотский М20; 6 — мазут топочный М40; 7 — мазут топочный М80.

Формулы перехода от одних единиц вязкости к другим:

1) от динамической вязкости, выраженной в пуазах μ_p , к динамической вязкости μ , выраженной в технических единицах:

$$1 \text{ пуаз} = \frac{1 \text{ дин. сек.}}{\text{см}^2} = \frac{1}{98,1} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2; \quad (72)$$

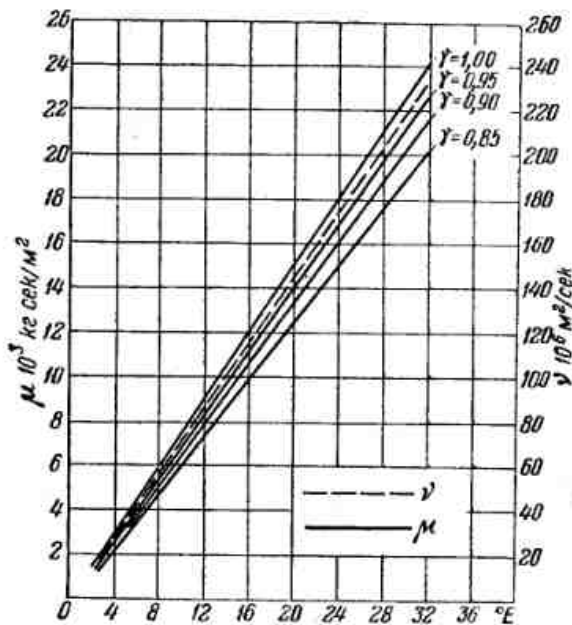


Рис. 28. График пересчета вязкости из градусов Энглера ($^{\circ}\text{E}$) в динамическую μ и кинематическую ν .

2) от динамической вязкости, выраженной в пуазах, μ_p , к кинематической вязкости ν :

$$1 \text{ пуаз} = \frac{\gamma}{962,36} \text{ м}^2/\text{сек}; \quad (73)$$

3) от динамической вязкости μ к кинематической ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu g}{\gamma} \text{ м}^2/\text{сек}; \quad (74)$$

4) от кинематической вязкости ν к динамической μ :

$$\mu = \nu \rho = \nu \frac{\gamma}{g} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2; \quad (75)$$

5) от вязкости, выраженной в градусах Энглера ($^{\circ}\text{E}$), к динамической вязкости μ :

$$\mu 10^6 = \left(0,746 \text{ }^{\circ}\text{E} - \frac{0,643}{\gamma \text{ }^{\circ}\text{E}}\right) \gamma \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2; \quad (76)$$

6) от вязкости, выраженной в градусах Энглера ($^{\circ}\text{E}$), к кинематической вязкости ν :

$$\nu 10^6 = \left(7,31 \text{ }^{\circ}\text{E} - \frac{6,31}{\text{ }^{\circ}\text{E}}\right) \text{ м}^2/\text{сек}. \quad (77)$$

Здесь ρ — плотность, $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^3$;
 γ — удельный вес, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{сек}^2$.

График пересчета вязкости из градусов Энглера в динамическую и кинематическую вязкости в зависимости от удельного веса жидкости γ ($\text{т}/\text{м}^3$) представлен на рис. 28.

Значения коэффициентов вязкостей для различных сред приведены в приложениях (табл. 4—12).

§ 7. СКОРОСТИ

Под *средней скоростью* движения среды или потока понимается путь, проходимый движущейся средой за единицу времени. Скорость, при которой происходит переход ламинарного режима в турбулентный при неизменной вязкости и данном диаметре трубы, называется *критической скоростью*.

Единица измерения скорости потока — $\text{м}/\text{сек}$.

Определение турбулентного и ламинарного режима см. § 22.

Скорость среды по уравнению сплошности:

$$v = \frac{G}{\gamma F} \text{ м}/\text{сек}, \quad (78)$$

где G — расход среды, $\text{кг}/\text{сек}$;
 γ — удельный вес среды, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 F — площадь сечения отверстия, м^2 .

Скорость истечения через отверстие:

$$v = \varphi \sqrt{2gH \frac{\gamma_1}{\gamma_2}} \text{ м}/\text{сек}, \quad (79)$$

где φ — коэффициент скорости (см. § 25);
 g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{сек}^2$;
 H — скоростной напор, м ;
 γ_1 — удельный вес среды при нормальных условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 γ_2 — удельный вес среды при ее средней температуре, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Скорость смеси в сечении:

$$v_{см} = \frac{G_1 v_1 + G_2 v_2 + \dots}{G_1 + G_2 + \dots} \text{ м/сек,} \quad (80)$$

где G_1, G_2 — веса компонентов, входящих в смесь, кг;
 v_1, v_2 — скорости компонентов, входящих в смесь, м/сек.

Критическая скорость воды:

$$v_{кр} = \frac{p}{Bd} \text{ м/сек,} \quad (81)$$

где p — пуассоновое отношение вязкости к плотности:

$$p = \frac{1}{1 + 0,0337t_1 + 0,000221t_1^2};$$

$B = 43,79$ — постоянная;
 d — внутренний диаметр, м;
 t_1 — начальная температура воды, °С.

Скорость истечения пара из сопла:

$$v = 91,53 \varphi \sqrt{h} \text{ м/сек,} \quad (82)$$

где φ — коэффициент скорости (см. § 25);
 h — адиабатный перепад тепла:

$$h = i_0 - i_d \text{ ккал/кг;}$$

i_0 — энтальпия пара при входе в сопло, ккал/кг;
 i_d — энтальпия пара при выходе из сопла, ккал/кг.

Критическая скорость истечения пара (газа):

$$v_{кр} = \sqrt{2gp_1 v_1 \frac{k}{k+1}} \text{ м/сек,} \quad (83)$$

где g — ускорение силы тяжести, м/сек²;
 p_1 — давление пара или газа, кг/м²;
 v_1 — удельный объем пара или газа, м³/кг;
 k — показатель адиабаты: $k = 1,4$ — для воздуха и двухатомных газов; $k = 1,3$ — для перегретого пара; $k = 1,135$ — для сухого насыщенного пара; $k = 1,035 + 0,1x$ — для влажного пара;
 x — степень сухости пара.

Скорость звука в газах:

$$v = \sqrt{gkp_1 v_1} \text{ м/сек,} \quad (84)$$

где g, k, p_1 и v_1 — то же, что в формуле (83).

Средняя скорость жидкости в цилиндрическом корпусе с поперечными перегородками:

$$v_{ср} = \frac{Lv_1 + (N-1)Av_2}{L + (N-1)A} \text{ м/сек,} \quad (85)$$

где L — расстояние между центрами входного и выходного патрубков, м;

v_1 — скорость жидкости над перегородкой, м/сек;

v_2 — скорость жидкости между перегородками в центральном ряду, м/сек;

N — число перегородок;

$N-1$ — число промежутков между перегородками (входной и выходной участки не учитываются);

$A = \frac{s}{6f}$ — средняя длина промежутков между перегородками, равная расстоянию между центрами тяжести площадей сегментов (отсеченных перегородками), стягиваемых хордой s , м;

f — площадь сегмента над перегородкой, м².

Скорость конденсируемого пара в конденсаторе:

$$v = \frac{Gv_n}{3600LD(1 - \frac{d_n}{t} \sqrt{\tau_{пр}})} \text{ м/сек,} \quad (86)$$

где G — количество конденсируемого пара, кг/час;

v_n — удельный объем пара, м³/кг;

L — длина парового корпуса, м;

D — наружный диаметр размещения пучка трубок, м;

d_n — наружный диаметр трубок, мм;

t — шаг разбивки трубок, мм;

$\tau_{пр}$ — коэффициент заполнения трубной доски, см. формулу (175).

Максимально допустимые скорости пара в верхнем ряду трубок конденсатора. Значения допустимых скоростей пара при входе в конденсатор в зависимости от вакуума в конденсаторе приведены на рис. 29 и в табл. 3.

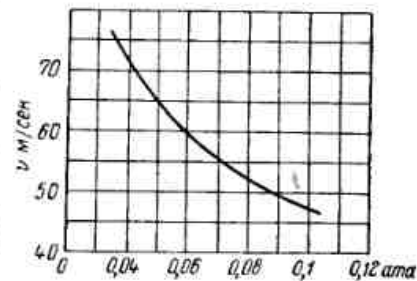


Рис. 29. Зависимость максимальной допустимой скорости пара при входе в конденсатор от вакуума.

Таблица 3

Значения скоростей пара при входе в конденсатор

Давление в конденсаторе, ата	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10
Скорость пара в верхнем ряду трубок, м/сек	80	72	65	59	55	52	47

В современных судовых конденсаторах принимаются и более высокие скорости, достигающие 80—100 м/сек при вакууме 0,08 ата.

Скорость пара в центральном проходе конденсатора обычно принимается $v=3+5$ м/сек. В остальных частях конденсатора необходимо добиваться одинаковых скоростей, исходя из требования предотвратить возможность образования воздушных мешков (застойных мест).

Скорость пара, увлекающая капли воды:

$$v > \sqrt{2,2gd \frac{\gamma_w}{\gamma_n}} \text{ м/сек}, \quad (87)$$

где g — ускорение силы тяжести, м/сек²;
 d — диаметр сферической капли, м;
 γ_w — удельный вес воды, кг/м³;
 γ_n — удельный вес пара, кг/м³.

Значения скоростей, при которых пар увлекает капли, в зависимости от диаметра капли и давления пара p , приведены в табл. 4.

Таблица 4

Значения скоростей пара

$d, \text{ мм}$	$p, \text{ ата}$							
	0,06	0,08	0,1	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
	Скорость, при которой пар увлекает капли, м/сек							
0,2	3,2	3,6	4,2	13,0	19,0	23,0	26,0	29,0
0,4	2,3	2,6	3,0	9,5	14,0	17,0	19,0	21,0
0,5	2,1	2,4	2,7	8,4	12,0	15,0	17,0	19,0
0,6	1,9	2,2	2,4	7,6	11,0	13,5	15,5	17,0
0,8	1,7	1,9	2,1	6,7	10,0	12,0	14,0	15,5
1,0	1,5	1,7	1,9	6,1	8,6	11,0	12,0	14,0
1,5	1,3	1,4	1,6	5,0	7,4	9,0	10,0	12,0
2,0	1,1	1,2	1,4	4,4	6,2	7,6	8,8	9,8
2,5	1,0	1,1	1,3	4,0	5,6	6,9	8,0	9,0
3,0	0,9	1,0	1,1	3,6	5,1	6,2	7,2	8,1

Выбор расчетных скоростей

Скорости пара v в патрубках теплообменных аппаратов обычно принимаются:

	<i>м/сек</i>
Для насыщенного пара	30—50
Для перегретого пара	50—75
Для конденсаторов	100—150

Скорость жидкостей в патрубках теплообменных аппаратов может быть принята в зависимости от скорости в трубопроводе и допускаемых гидравлических сопротивлений в аппарате, поэтому она может находиться в пределах 0,4—2,5 м/сек.

Для главных конденсаторов она может быть принята также в зависимости от расхода охлаждающей воды, скорости судна и конструкции циркуляционных патрубков и может достигать 2,5—7,5 м/сек.

Скорость подогреваемой воды в трубках подогревателей 1—2,5 м/сек.

Скорость охлаждающей воды в трубках конденсаторов 1,8—2,4 м/сек.

Обычно средние скорости v принимают:

	<i>м/сек</i>
Для одноходовых конденсаторов с самопроточной системой охлаждающей воды	1,25—2,0
Для одноходовых конденсаторов при подаче охлаждающей воды насосом	3,0
Для конденсаторов двухходовых и с большим числом ходов	2,4

Скорость охлаждающей воды в трубках маслоохладителей 0,4—1,0 м/сек.

Скорости воды и особенно морской воды ограничиваются обычно указанными пределами, исходя из условий предотвращения явлений коррозии и эрозии, которые значительно интенсивнее протекают при более высоких скоростях и разрушающе действуют не только на черные, но и на цветные металлы.

Скорость нефти в трубках подогревателя топлива $v=0,5—1,2$ м/сек.

Скорость масла в межтрубном пространстве маслоохладителей $v=0,4—0,8$ м/сек.

Скорость выхода конденсата из аппаратов назначается в зависимости от условий отвода конденсата, местных сопротивлений и т. п. и обычно принимается $v=0,4—1,0$ м/сек.

Скорость паровоздушной смеси в патрубках $v \approx 15$ м/сек.

§ 8. РАСХОДЫ И КОЛИЧЕСТВА

Под *расходом* понимается количество жидкости, протекающей в единицу времени через „живое сечение ее потока“.

Расход жидкости определяется из основного уравнения движения жидкости — так называемого уравнения сплошности,

неразрывности или непрерывности движения струи. Измерение расходов и количеств производится в единицах весовых ($г/час$, $кг/час$), объемных ($м^3/час$, $л/сек$) и тепловых ($ккал/час$).

Для газов и паров, т. е. упругой жидкости, объемный расход не является характерной величиной вследствие возможности их расширения или сжатия, и в этом случае необходимо пользоваться весовым расходом, являющимся постоянной величиной для всех сечений.

Уравнение расхода:

$$Q = v_1 f_1 = v_2 f_2 = \text{const}, \quad (88)$$

где v_1, v_2 — скорости потока, $м/сек$;

f_1, f_2 — площади сечений потока, $м^2$.

Расход жидкого или газообразного вещества по уравнению сплошности:

$$G = \frac{uF}{v} \text{ кг/сек}, \quad (89)$$

где u — скорость среды, $м/сек$;

F — площадь сечения, $м^2$;

v — удельный объем среды, $м^3/кг$.

Расход охлаждающей воды:

$$W = \frac{Q}{c(t_2 - t_1)} \text{ кг/час}, \quad (90)$$

где Q — количество тепла, передаваемое воде, $ккал/час$;

c — теплоемкость воды, $ккал/кг, ^\circ C$;

t_1 — начальная температура воды, $^\circ C$;

t_2 — конечная температура воды, $^\circ C$.

Расход пара:

$$G = \frac{Q\eta}{i - q} \text{ кг/час}, \quad (91)$$

где Q — количество тепла, $ккал/час$;

$\eta = 1,02$ — коэффициент, учитывающий потери тепла;

i — энтальпия пара, $ккал/кг$;

q — энтальпия жидкости, $ккал/кг$.

Расход тепла может быть определен по одному из следующих выражений

$$\left. \begin{aligned} Q &= Dc(t_2 - t_1) \text{ ккал/час} \\ Q &= D(i - q) \text{ ккал/час} \\ Q &= \frac{\lambda}{s} F(t_2 - t_1) \text{ ккал/час} \\ Q &= kF\Delta t \text{ ккал/час} \end{aligned} \right\} \quad (92)$$

где D — количество нагреваемого вещества, $кг/час$;

c — теплоемкость вещества при средней температуре, $ккал/кг, ^\circ C$;

t_1 — начальная температура, $^\circ C$;

t_2 — конечная температура, $^\circ C$;

i — энтальпия пара, $ккал/кг$;

q — энтальпия жидкости, $ккал/кг$;

λ — коэффициент теплопроводности стенки, $ккал/м-час, ^\circ C$;

s — толщина стенки, $м$;

F — поверхность нагрева или охлаждения, $м^2$;

k — коэффициент теплопередачи, $ккал/м^2-час, ^\circ C$;

Δt — средняя логарифмическая разность температур, $^\circ C$.

Количество пара, образующегося самоиспарением:

$$G = W \frac{q_1 - q_2}{r} = Wc \frac{t_1 - t_2}{r} \text{ кг/час}, \quad (93)$$

где W — количество жидкости, поступающей в аппарат, $кг/час$,

q_1 — энтальпия жидкости, поступающей в аппарат, $ккал/кг$;

q_2 — энтальпия жидкости, соответствующая давлению пара в корпусе аппарата, $ккал/кг$;

r — скрытая теплота парообразования, $ккал/кг$;

c — теплоемкость жидкости при средней температуре, $ккал/кг, ^\circ C$;

t_1 — температура жидкости, поступающей в аппарат, $^\circ C$;

t_2 — температура жидкости, соответствующая давлению пара в корпусе аппарата, $^\circ C$.

График для определения количества пара, образующегося самоиспарением из $1 м^3$ горячей воды (имеющей температуру насыщения), в зависимости от понижения давления над поверхностью испарения, приведен на рис. 30.

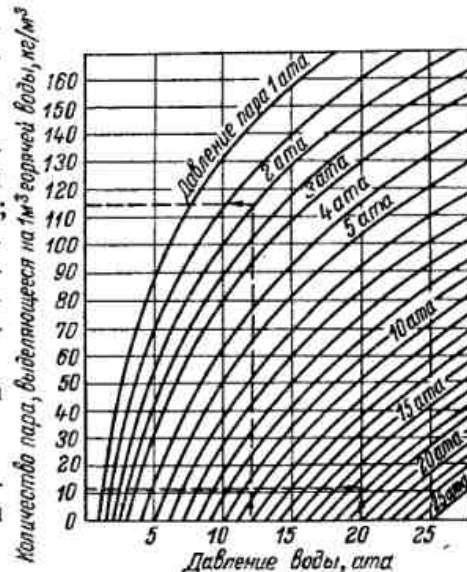


Рис. 30. График определения количества пара, образующегося при падении давления над поверхностью горячей воды.

Расход воды на испаритель

$$W = \frac{DS_p}{S_p - S_0} \text{ кг/час.} \quad (94)$$

где D — производительность испарителя, кг/час;
 S_p — соленость рассола в корпусе испарителя, °Б (Брандта);
 S_0 — соленость воды, поступающей в испаритель, °Б.

Добавочный расход питательной воды на испаритель при питании его продувочной водой из котла:

$$W = \frac{D(S_p - S_d) - D_{пр}(S_p - S_{пр})}{S_p - S_0} \text{ кг/час,} \quad (95)$$

где D , S_p , S_0 — то же, что в формуле (94);
 S_d — соленость дистиллята испарителя, °Б;
 $D_{пр}$ — количество продувочной котловой воды, кг/час;
 $S_{пр}$ — соленость продувочной котловой воды, °Б.

Количество циркулирующей воды в циркуляционных испарителях может быть определено по формуле

$$W = \frac{Dr}{24c(t_1 - t_2)} \text{ т/час,} \quad (96)$$

где D — производительность испарителя, т/сутки;
 r — теплота испарения при соответствующем давлении в испарителе, ккал/кг;
 c — теплоемкость поступающей в испаритель воды, ккал/кг °С;
 t_1 — температура входа воды в испаритель из подогревателя, °С;
 t_2 — температура выхода рассола из испарителя, °С.

Кривые расхода воды для циркуляционного испарителя различной производительности в зависимости от разности температур воды при входе в испаритель и выходе из него (для

рабочего давления в испарителе $p = 0,3 \text{ атa}$) приведены на рис. 31.

Из рис. 31 видно, что расход циркулирующей воды возрастает с уменьшением разности температур и увеличением производительности испарителя.

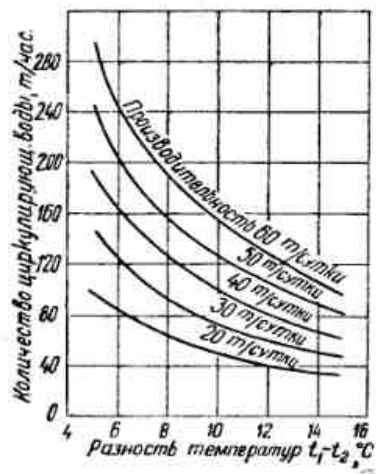


Рис. 31. Кривые зависимости расхода воды от производительности циркуляционного испарителя и разности температур воды при входе и выходе из него.

Количество продуваемого рассола из испарителя:

$$W_p = W - D = D \frac{S_0}{S_p - S_0} \text{ кг/час,} \quad (97)$$

где W , D , S_p , S_0 — то же, что в формуле (94);

Концентрация рассола в корпусе испарителя:

$$S_p = \frac{WS_0 - DS_d}{W_p} \text{ °Б,} \quad (98)$$

где W , S_0 , D — то же, что в формуле (94);

S_d — соленость дистиллята испарителя, °Б;
 W_p — количество продуваемого рассола из испарителя, кг/час.

Время, соответствующее достижению принятой концентрации рассола в корпусе испарителя:

$$t = \frac{S_p - S_0}{S_0} \frac{V_1}{V_2} \text{ час,} \quad (99)$$

где S_p , S_0 — то же, что в формуле (94);

V_1 — объем, занимаемый водой в корпусе испарителя до нормального уровня, м³;

V_2 — объем воды, испаряющейся в течение одного часа, м³/час.

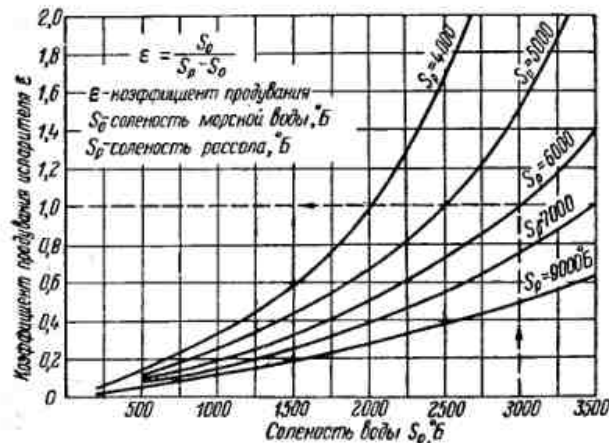


Рис. 32. Коэффициент продувания испарителя в зависимости от солености питательной морской воды и рассола.

Кривые коэффициента продувания испарителя в зависимости от солености питательной морской воды и рассола в корпусе испарителя представлены на рис. 32.

Количество кислорода, вносимое деаэрируемой водой в деаэратор:

$$G_k = a_k W 10^{-3} \text{ кг/час}, \quad (100)$$

где a_k — содержание растворенного кислорода в воде, определяемое по кривой рис. 33, в зависимости от температуры воды при барометрическом давлении воздуха 760 мм рт. ст., насыщенного водяными парами, мг/л;
 W — количество деаэрируемой воды, т/час.

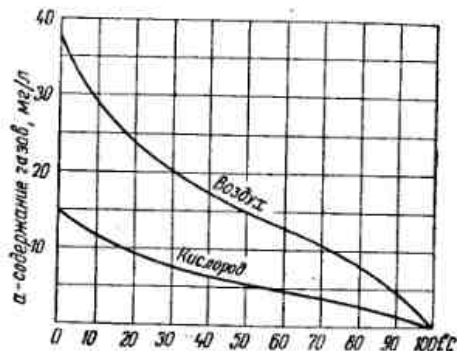


Рис. 33. Содержание кислорода и воздуха в воде при барометрическом давлении 760 мм рт. ст. в зависимости от температуры воды.

При поступлении в деаэратор смеси, состоящей из конденсата или различных конденсатов и добавки питательной воды, количество кислорода, вносимое водяной смесью, определяется по формуле

$$G_k = (a'_k W' + a''_k W'' + \dots) 10^{-3} \text{ кг/час}, \quad (101)$$

где a'_k, a''_k — содержание растворенного кислорода в воде, определяемое по рис. 33 для каждого компонента, мг/л;
 W', W'' — количество деаэрируемой воды, т/час.

Количество растворенных газов воздуха, вносимое деаэрируемой водой в деаэратор:

$$G_r = a_r W 10^{-3} \text{ кг/час}, \quad (102)$$

где a_r — содержание растворенных газов воздуха в воде, определяемое по кривой рис. 33 в зависимости от температуры воды при барометрическом давлении воздуха 760 мм рт. ст., насыщенного водяными парами, мг/л;
 W — количество деаэрируемой воды, т/час.

Количество газов, вносимых водяной смесью, определяется аналогично количеству кислорода [см. формулу (101)].

Количество выпара (парогазовой смеси), удаляемого из деаэратора, если пренебречь незначительным остаточным количеством растворенных газов в деаэрированной воде, находится по формуле

$$G_{см} = G_r \left(1 + 0,622 \frac{p_n}{p_r} \right) \text{ кг/час}, \quad (103)$$

где p_n — парциальное давление пара [см. формулу (8)] в деаэраторе, ата;

p_r — парциальное давление газов над поверхностью воды в деаэраторе, определяемое по формуле

$$p_r = \frac{p_k a_r}{a_k} \text{ ата}, \quad (104)$$

где a_k, a_r — содержания растворенного кислорода и растворенных газов воздуха в воде, мг/л [см. формулы (100) и (102)];

p_k — парциальное давление кислорода над поверхностью воды в деаэраторе, определяемое по формуле

$$p_k = \frac{p_0 a_p}{k a_0} \text{ ата}, \quad (105)$$

p_0 — физическая атмосфера, равная 1,033 ата;

a_p — расчетное (конечное) содержание кислорода в деаэрированной воде, мг/л; для судовых деаэраторов обычно принимается $a_p = 0,03$ мг/л;

$k = 2 \div 3$ — отношение равновесного давления кислорода в выпаре к парциальному, необходимому для обеспечения заданного (конечного) содержания кислорода в деаэрированной воде;

a_0 — константа весовой растворимости кислорода или растворимость кислорода в воде при давлении его над водой 760 мм рт. ст., мг/л; определяется по кривой рис. 34 в зависимости от температуры.

Величины a_k, a_r, a_0, p_k и p_r , входящие в формулы (103) — (105), независимо от давления в деаэраторе, принимаются или вычисляются при давлении физической атмосферы, чем достигается сохранение постоянного значения p_r за счет увеличения значения p_n , т. е. за счет увеличения выпара, обеспечивающего интенсивность и качественность деаэрации.

Из формулы (103) следует, что независимо от давления в деаэраторе количество выпара всегда должно быть увязано с парциальным давлением неконденсирующихся газов p_r , а следовательно, с их расходом.

Небольшим изменением значений газовых постоянных пара и неконденсирующихся газов, входящих в формулу (103) в виде постоянного отношения, равного 0,622, с изменением давления в деаэраторе можно пренебречь.

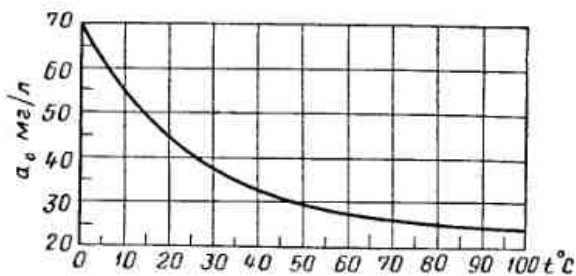


Рис. 34. Весовая растворимость кислорода в зависимости от температуры при давлении его над водой, равном 760 мм рт. ст.

Количество пара, содержащегося в выпаре:

$$G_n = G_{см} - G_r \text{ кг/час.} \quad (106)$$

Влияние величины выпара на глубину обескислороживания воды показано на рис. 35, а на рис. 36 приведены кривые,

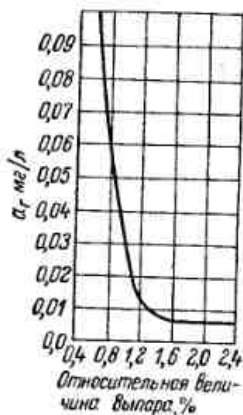


Рис. 35. Влияние величины выпара на глубину обескислороживания воды.

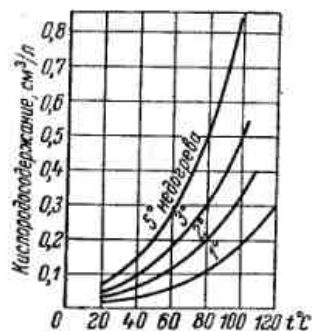


Рис. 36. Содержание кислорода в воде в зависимости от недогрева ее до температуры кипения.

показывающие содержание кислорода в воде в зависимости от недогрева ее до температуры кипения.

Как видно из рис. 35, величина выпара по отношению к расходу греющего пара для получения качественной деаэ-

рированной воды, составляет всего лишь 1,5—2%. Однако поскольку возможны: 1) нарушения соответствия подачи пара с подачей воды, что неизбежно при ручном регулировании приводит к систематическим недогревам и „проскокам“ кислорода в питательную воду и, следовательно, к общему повышению кислородосодержания в ней; 2) попадание газов в деаэратор не только с деаэрируемой водой, но и с греющим конденсирующимся паром и 3) проникновение газов в деаэратор через неплотности аппаратов и трубопроводов, — то для обеспечения качественной деаэрации величину выпара целесообразно поддерживать в пределах 4—6 кг/т деаэрируемой воды, что составляет 3,5—5% от расхода греющего пара.

Расход рабочего пара на паровоздушный эжектор может быть определен по кривым рис. 37, уточненным по данным практики, в зависимости от степени разрежения в конденсаторе и от размера эжектора.

Кривая 1 дает отношение $G_n : G_v$ (расхода рабочего пара в кг/час к количеству воздуха, удаляемого из конденсатора в кг/час) для одно- и двухступенчатых эжекторов малых размеров с расходом рабочего пара до 60 кг/час; кривая 2 — для двух- и трехступенчатых эжекторов с расходом рабочего пара от 60 до 100 кг/час; кривая 3 — для таких же эжекторов с расходом рабочего пара от 100 до 300 кг/час и кривая 4 — для больших эжекторов с расходом рабочего пара свыше 300 кг/час.

Распределения суммарного расхода рабочего пара по ступеням целесообразно определять из условий одинакового начального давления рабочего пара каждой ступени, одинаковых минимальных сечений сопла, но с учетом давления в камере смешения. В этом случае ориентировочно можно принимать расходы рабочего пара по ступеням равными, так как практически, вследствие различных давлений за соплом, они будут мало отличаться.

Количество воздуха, поступающего в конденсатор:

1) для турбин высокого давления

$$G_v = \frac{G_n}{2000} + 1,36 \text{ кг/час;} \quad (107)$$

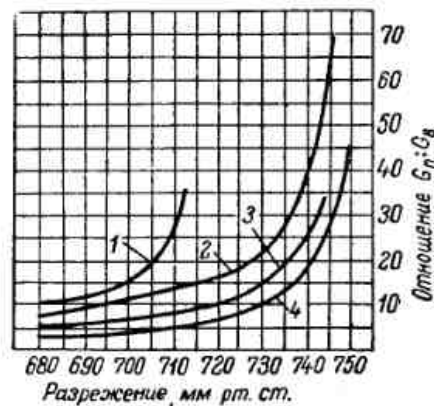


Рис. 37. Расход рабочего пара на паровоздушный эжектор в зависимости от разрежения и количества воздуха.

2) для турбин среднего и низкого давления

$$G_b = 1,5 \left(\frac{G_n}{2000} + 1,36 \right) \text{ кг/час}; \quad (108)$$

3) для поршневых машин

$$G_b = 2 \left(\frac{G_n}{2000} + 1,36 \right) \text{ кг/час}, \quad (109)$$

где G_n — количество конденсируемого пара в конденсаторе, кг/час.

Количество воздуха в конденсаторе при переменной нагрузке:

$$G_b = \frac{1}{2000} (0,33G_n + 0,67G_{n,x}) \text{ кг/час}, \quad (110)$$

где G_n — количество конденсируемого пара при расчетной нагрузке конденсатора, кг/час;

$G_{n,x}$ — количество конденсируемого пара при данной нагрузке конденсатора, кг/час.

Количество паровоздушной смеси, удаляемой из конденсатора:

$$G_{см} = G_b \left(1 + 0,622 \frac{p_n}{p_b} \right) \text{ кг/час}. \quad (111)$$

Количество пара, содержащегося в паровоздушной смеси:

$$G_n = \frac{G_{см}}{1 + 1,61 \frac{p_n}{p_b}} \text{ кг/час}, \quad (112)$$

где G_b — количество воздуха, удаляемого из конденсатора, кг/час;

p_b — парциальное давление воздуха, мм рт. ст.;

p_n — парциальное давление пара, мм рт. ст.

Количество воздуха, содержащегося в паровоздушной смеси, определяется из формулы (106).

Количество влаги, испаряющейся при увлажнении воздуха:

$$W = G_b (d_k - d_n) 10^{-3} \text{ кг/час}, \quad (113)$$

где G_b — количество увлажняемого воздуха, кг/час;

d_n, d_k — начальное и конечное влагосодержание воздуха, г/кг.

Количество излучаемого тепла. При расчете потерь тепла в окружающее пространство нагретыми поверхностями аппаратов следует считаться как с потерей тепла конвекцией, так и лучеиспусканием.

Первая из этих потерь может быть определена по формуле (92), вторая — по формулам (114) или (115).

Общее количество отдаваемого стенкой тепла в окружающее пространство определяется суммой этих потерь.

Количество тепла, излучаемого нагретым телом в окружающее пространство, вычисленное по формуле Стефана-Больцмана:

$$Q_{луч} = C \left[\left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{окр}}{100} \right)^4 \right] \text{ ккал/м}^2\text{-час} \quad (114)$$

или по формуле

$$Q_{луч} = \alpha_{луч} (t_{ст} - t_{окр}) \text{ ккал м}^2\text{-час}, \quad (115)$$

где $T_{ст} = 273,2 + t_{ст}$ — абсолютная температура стенки, излучающей тепло, °К;

$T_{окр} = 273,2 + t_{окр}$ — абсолютная температура окружающего пространства, получающего тепло, °К;

C — коэффициент лучеиспускания, зависящий от состояния поверхности, ккал/м²-час (°К)⁴. (Значения величины C приведены в табл. 14);

$\alpha_{луч}$ — коэффициент излучения от стенки в окружающее пространство [см. формулу (160)].

§ 9. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ И ТЕПЛООТДАЧИ

Передача тепла в теплообменных аппаратах производится одновременно путем *теплопроводности* (переход энергии внутри тела от одной его частицы непосредственно к другой) и путем *конвекции* (переход энергии в виде тепла вместе с отдельными материальными частицами, содержащими это тепло).

Конвективный теплообмен может происходить как при свободном, так и при вынужденном движении жидкости. Движение жидкости, обусловливаемое разностью плотностей нагретых и холодных частиц, называется свободным. Вынужденное движение создается внешними возбуждающими силами — насосами, компрессорами, вентиляторами, мешалками.

При теплообмене различают явления теплоотдачи и теплопередачи. Теплоотдача характеризуется коэффициентом, измеряющим количество тепла, которое передается от греющего тела к стенке или от стенки к греющему телу. Теплопередача характеризуется коэффициентом, измеряющим количество тепла, которое передается от греющего тела к нагреваемому. Таким образом, *коэффициентом теплопередачи* или *теплоотдачи* называется количество тепла, передаваемое единицей поверхности за единицу времени при разности температур сред в 1°С.

В метрической системе коэффициенты теплопередачи или теплоотдачи измеряются в $\text{ккал}/\text{м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}$.

Эквивалентные единицы теплоты, механической и электрической энергии выражаются следующими зависимостями:

$$1 \text{ ккал} = 427 \text{ кгм};$$

$$1 \text{ л. с.} = 632,3 \text{ ккал/час};$$

$$1 \text{ квт} = 860 \text{ ккал/час}.$$

Коэффициент теплопередачи зависит от многих факторов. Так, например, в конденсаторах он зависит:

1) со стороны воды от скорости движения, температуры воды и степени загрязнения трубок;

2) со стороны пара от содержания воздуха в паре, паровой нагрузки на охлаждающую поверхность, образования водяной пленки на трубках, расположения охлаждающих трубок и глубины охлаждающего пучка.

В зависимости от этих факторов коэффициент теплопередачи может изменяться в отношении 1:3.

Критерии подобия

Для определения коэффициентов теплопередачи обычно применяют принцип подобия, заключающийся в сочетании теоретического и экспериментального методов.

Приложение принципа подобия к изучению теплопередачи позволило установить зависимость между некоторыми безразмерными величинами — критериями подобия. Наиболее употребительными являются следующие критерии подобия.

Критерий Рейнольдса характеризует отношение сил инерции и сил вязкости в потоке жидкости и выражается зависимостью

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{vd\gamma}{\mu g}. \quad (116)$$

Критерий Нуссельта характеризует интенсивность теплообмена на границе жидкость — стенка и выражается зависимостью

$$\text{Nu} = \frac{ad}{\lambda}. \quad (117)$$

Критерий Пекле характеризует тепловые потоки при конвективном теплообмене и выражается зависимостью

$$\text{Pe} = 3600 \frac{vd}{a} = 3600 \frac{vdc\gamma}{\lambda}. \quad (118)$$

Критерий Прандтля характеризует физические свойства жидкости и выражается зависимостью

$$\text{Pr} = \frac{Pe}{\text{Re}} = \frac{3600\nu}{a} = \frac{3600\mu gc}{\lambda}. \quad (119)$$

Критерий Грасгофа характеризует взаимодействие подъемных сил и сил вязкости и выражается зависимостью

$$\text{Gr} = \frac{g l^3 \beta \Delta t}{\nu^2}. \quad (120)$$

Здесь a — коэффициент теплоотдачи, $\text{ккал}/\text{м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}$;

d, l — линейный размер, диаметр трубы или длина, м ;

λ — коэффициент теплопроводности, $\text{ккал}/\text{м}\text{-час } ^\circ\text{C}$;

v — скорость движения жидкости или газа, $\text{м}/\text{сек}$;

μ — коэффициент динамической вязкости, $\text{кг}\cdot\text{сек}/\text{м}^2$;

ν — коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{сек}$;

c — теплоемкость (при постоянном давлении), $\text{ккал}/\text{кг } ^\circ\text{C}$;

g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{сек}^2$;

γ — удельный вес, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$a = \frac{\lambda}{c\tau}$ — коэффициент температуропроводности (характеризует скорость выравнивания температуры в неравномерно нагретом потоке жидкости или газа), $\text{м}^2/\text{час}$;

β — коэффициент линейного расширения жидкости или газа, $1/^\circ\text{C}$;

Δt — разность температур, $^\circ\text{C}$.

Общие коэффициенты теплопередачи от нагревающей среды к нагреваемой через стенку

1. Через однослойную плоскую стенку

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{a_2}} \text{ ккал}/\text{м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}, \quad (121)$$

где a_1 — коэффициент теплоотдачи от нагревающей среды к стенке, $\text{ккал}/\text{м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}$;

s — толщина стенки, м ;

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{ккал}/\text{м}\text{-час } ^\circ\text{C}$;

a_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой среде, $\text{ккал}/\text{м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}$.

2. Через многослойную плоскую стенку

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n} + \frac{1}{a_2}} \text{ ккал}/\text{м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}, \quad (122)$$

где $s_1 \div s_n$ — толщина стенок (слоев), м ;

$\lambda_1 \div \lambda_n$ — коэффициент теплопроводности материала стенок (слоев), $\text{ккал}/\text{м}\text{-час } ^\circ\text{C}$.

3. Через однослойную цилиндрическую стенку

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{2d_1}{d_1 + d_2}} \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{С} \quad (123)$$

4. Через многослойную цилиндрическую стенку

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_1}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_2}{d_1} + \dots + \frac{1}{2\lambda_n} \ln \frac{d_n}{d_{n-1}} + \frac{1}{\alpha_2 d_n}\right) d_1} \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{С}, \quad (124)$$

где d_1 — внутренний диаметр цилиндра, м;
 d_1, d_2 — внешние диаметры цилиндра и слоев, м;
 d_n — внешний диаметр последнего n -го слоя, м;
 \ln — натуральный логарифм.

Если толщина стенки цилиндра незначительна по сравнению с внутренним диаметром и толщинами слоев (изоляции) и составляет меньше $\frac{1}{20}$ диаметра, то в этом случае коэффициент теплопередачи может быть подсчитан как для плоской стенки.

5. Через ребристую стенку:

1) для единицы гладкой поверхности

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{F_1}{F_2}} \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{С}; \quad (125)$$

2) для единицы ребристой поверхности



$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{F_2}{F_1} + \frac{s}{\lambda} \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{С}, \quad (126)$$

где $\frac{F_1}{F_2}$ — отношение гладкой поверхности к ребренной;
 $\frac{F_2}{F_1}$ — отношение ребренной поверхности к гладкой.

Рис. 38. Коэффициент теплопередачи через ребристую стенку.

На рис. 38 изображена ребристая стенка толщиной s , коэффициент теплопроводности которой равен λ . Одна сторона этой стенки снабжена ребрами из того же материала. С гладкой стороны поверхность равна F_1 , а с ребренной — F_2 ; последняя состоит из поверхности ребер и поверхности самой стенки между ребрами.

Частные коэффициенты теплопередачи

Упрощенное определение коэффициентов теплопередачи от пара к воде для конденсаторов может быть рекомендовано по нижеприведенной приближенной формуле, результирующие данные которой отвечают характеру

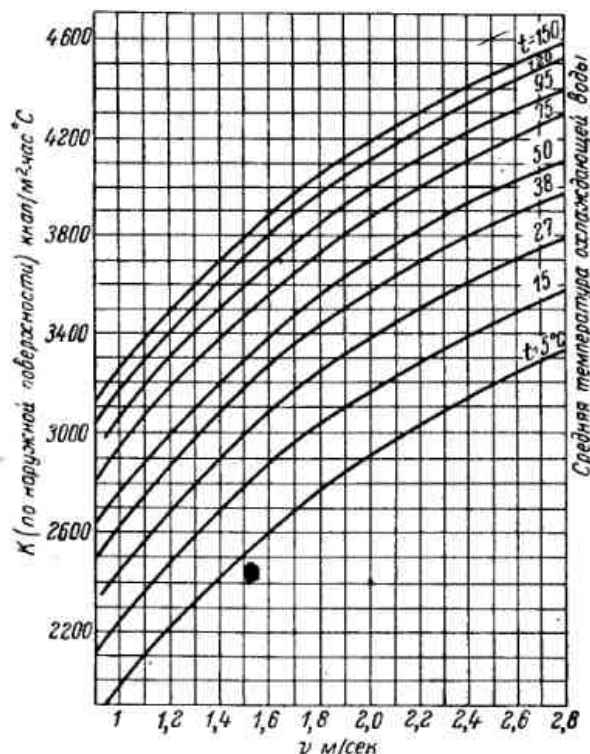


Рис. 39. Коэффициент теплопередачи от пара к воде в зависимости от скорости и температуры охлаждающей воды для латунных трубок диаметром 19 мм.

кривых рис. 39; эта формула дает, однако, несколько более высокие значения

$$k = 942 \sqrt{v} \sqrt{t_{cp} + 17,8} \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{С}, \quad (127)$$

где v — скорость воды в трубках, м/сек;

t_{cp} — средняя температуры воды, $^\circ\text{С}$.

Кривые коэффициента теплопередачи для латунных трубок диаметром 19 мм приведены на рис. 39. Значения коэффициента k теплопередачи даны максимальные, достижимые в практически чистых конденсаторах хорошей конструкции с некоторым запасом.

Для трубок диаметром 16 мм k увеличивается на 2%. Для трубок диаметром 25 мм k уменьшается на 3%. Для мельхиоровых трубок k снижается на 10% и для стальных трубок — на 17–20%.

Эти коэффициенты теплопередачи определены для конденсаторов, рассчитанных при Δt с учетом влияния парового сопротивления.

Для получения среднего значения коэффициента k' найденный коэффициент k по формуле (127) или по рис. 39 следует умножить на 0,8–0,85 для учета влияния загрязнений поверхности и непостоянства других факторов, отмеченных на стр. 50.

Коэффициент теплопередачи для конденсаторов по данным ВТИ определяется формулой

$$k = 3500 \left(\frac{1,1v}{\sqrt{d_n}} \right)^x \left[1 - \frac{0,42 \sqrt{a}}{1000} (35 - t_n)^2 \right] \Phi_z \Phi_\delta, \quad (128)$$

ккал/м²·час °С,

где $x = 0,12a(1 + 0,15)t_n$;

$a = 0,8-0,85$ — коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности охлаждения;

v — скорость воды в трубках, м/сек;

d_n — внутренний диаметр трубки, мм;

t_n — температура охлаждающей воды в конденсаторе, °С;

Φ_z — множитель, учитывающий влияние числа ходов воды в конденсаторе,

$$\Phi_z = 1 + \frac{z-2}{10} \left(1 + \frac{t_n}{35} \right);$$

z — число ходов воды в конденсаторе;

Φ_δ — множитель, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора U [см. формулу (161)]: $\Phi_\delta = 1$ для номинальной паровой нагрузки или изменяющейся в пределах от $U_{ном}$ до $U_{гр} = \delta_{гр} U_{ном}$, где $\delta_{гр} = 0,9 - 0,012t_n$;

$\Phi_\delta = \delta(2 - \delta)$ для $U < U_{гр}$, где $\delta = \frac{U}{U_{гр}}$.

Коэффициент теплопередачи для конденсаторов паровых машин:

$$k_0 = 0,8k \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час } ^\circ\text{С},$$

где k — коэффициент теплопередачи, определяемый по формуле (127) или по кривым рис. 39;

число 0,8 — коэффициент, учитывающий наличие в конденсаторе масла, вносимого с паром в пылевидном состоянии.

Коэффициент теплопередачи для испарителей и опреснителей (от пара к кипящему рассолу морской воды) определяется по кривым рис. 40 в зависимости от температуры первичного (греющего) и вторичного пара.

При практических расчетах испарителей следует учитывать степень загрязнения поверхности теплообмена, влияние воздуха и неравномерность распределения теплоносителя, ухудшающие коэффициент теплопередачи против теоретически подсчитанного. Это влияние учитывается поправочным коэффициентом β , который вводится в виде множителя к коэффициенту теплопередачи, найденного по кривым рис. 40. Значение

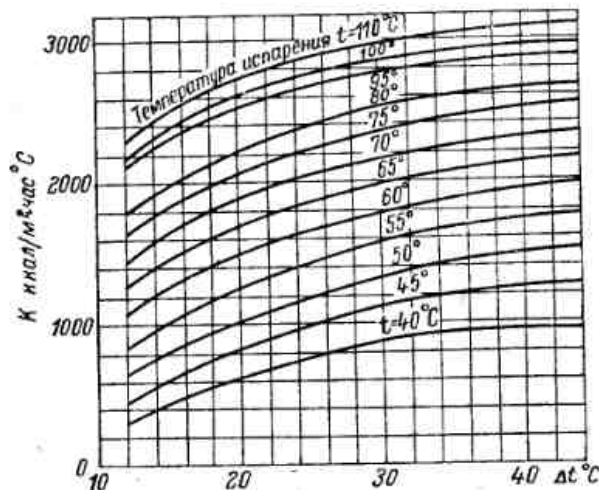


Рис. 40. Коэффициент теплопередачи для испарителей в зависимости от разности температур (между температурой насыщения первичного и вторичного пара) и температуры испарения воды.

поправочного коэффициента β принимается в пределах от 0,8 до 0,9 в зависимости от солёности морской воды и рассола в корпусе испарителя. Большей солёности воды и рассола отвечает меньшее значение коэффициента и наоборот.

Коэффициент теплопередачи от пара к мазуту в зависимости от скорости и средней температуры мазута определяется по графику рис. 41.

Кривые графика построены по данным испытаний для протекания флотского мазута М12 в стальных трубках диаметром 17–13 мм.

Коэффициент теплопередачи от пара к мазутам М20 и М40 может быть с достаточной точностью определен зависимостью:

$$k_m = \varepsilon_1 k \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час } ^\circ\text{С}, \quad (129)$$

где ϵ_1 — поправочный коэффициент, учитывающий изменение марки мазута и принимаемый: $\epsilon_1 = 0,93$ — для мазута М 20; $\epsilon_1 = 0,87$ — для мазута М 40;
 k — коэффициент теплопередачи от пара к мазуту М 12, определяемый по графику рис. 41.

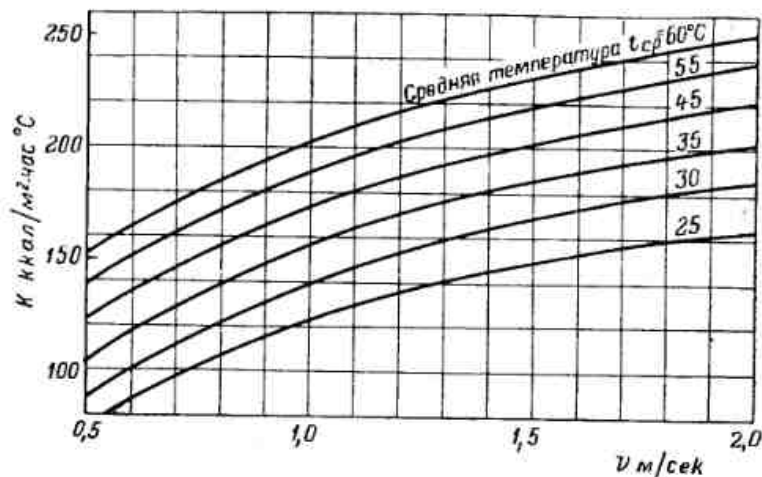


Рис. 41. Коэффициент теплопередачи от пара к мазуту в зависимости от его скорости и средней температуры.

Коэффициент теплопередачи от пара к мазуту, протекающему в трубках с установленными в них ретардерами, может быть определен зависимостью

$$k_p = \epsilon_2 k_m \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}, \quad (130)$$

где ϵ_2 — поправочный коэффициент, учитывающий влияние ретардеров в зависимости от скорости и средней температуры мазута, определяемый по графику рис. 42;
 k_m — коэффициент теплопередачи от пара к мазуту данной марки, определяемый по формуле (129) и графику рис. 41.

В качестве ретардеров применялись плоские стальные полосы толщиной 1 мм и спирали, свернутые из тех же полос с различным шагом закручивания.

Испытания показали, что при ламинарном движении мазута в трубке, которое обычно имеет место в подогревателях топлива, уменьшение шага (от 300 до 50 мм) спиральных ретардеров или замена их плоскими не оказывает существенного влияния на увеличение коэффициента теплопередачи.

Коэффициент теплопередачи от пара к маслу в зависимости от скорости и средней температуры масла определяется по графику рис. 43.

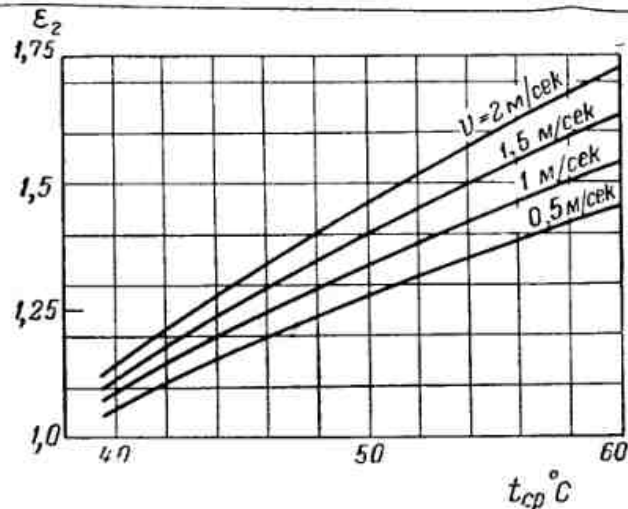


Рис. 42. Поправочный коэффициент, учитывающий влияние ретардеров, установленных в трубках.

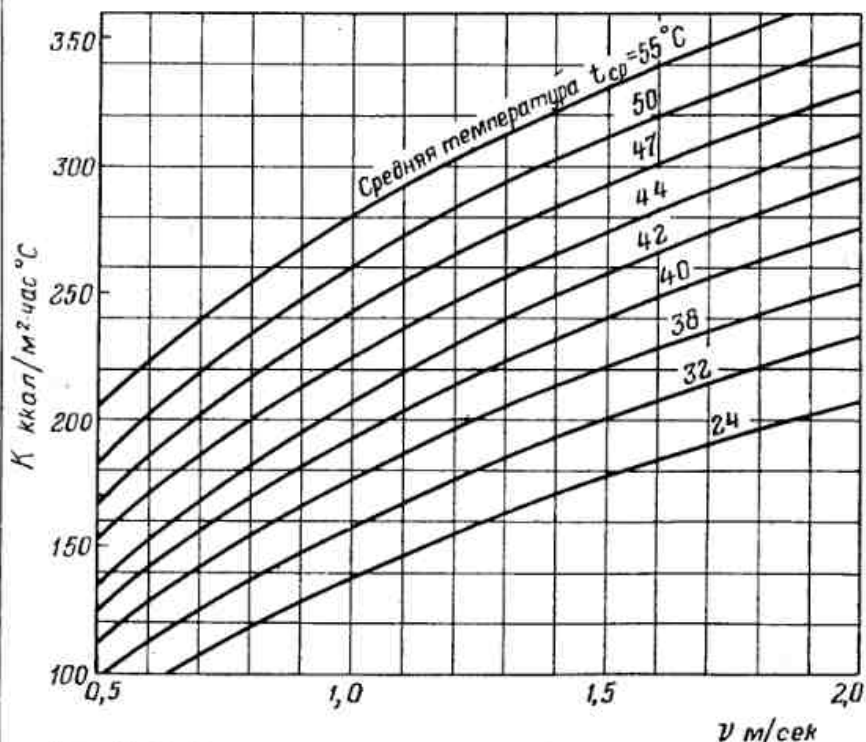


Рис. 43. Коэффициент теплопередачи от пара к маслу в зависимости от его скорости и средней температуры.

Кривые графика построены по данным испытаний для протекания масел марок Т и УТ в медных трубках диаметром 10/8 мм.

Ориентировочные пределы значений коэффициентов теплопередачи k (ккал/м²-час °С) в судовых теплообменных аппаратах:

От газа к газу	25—40
От газа к воде	50—100
От воды к воде	1000—2000
От конденсирующегося пара к воде	2500—3500
От конденсирующегося пара к воздуху	80—140
От конденсирующегося пара к маслу	100—350
От конденсирующегося пара к мазуту	100—400

Общие коэффициенты теплоотдачи

Коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции (свободном движении) жидкости, газа (пара) в большом объеме определяется по формуле М. А. Михеева

$$\alpha = c \frac{\lambda}{d} (\text{GrPr})^n \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}, \quad (131)$$

где λ — коэффициент теплопроводности среды, ккал/м-час °С;
 d — определяющий размер (диаметр), м;
 Gr — критерий Грасгофа;
 Pr — критерий Прандтля;
 c, n — коэффициенты.
 Значения коэффициентов c и n приведены в табл. 5.

Таблица 5

Значения коэффициентов c и n

Режим движения	(GrPr)	c	n
Ламинарный	$1 \cdot 10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$	1,180	1/8
Переходный	$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	0,546	1/4
Турбулентный	$2 \cdot 10^7 \div 1 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3

Формула (131) применима для любых капельных и газообразных жидкостей, для вертикальных и горизонтальных труб (проволок), горизонтальных плит и шаров любого размера. При этом, если теплоотдающая поверхность плиты обращена кверху, то полученное из формулы (131) значение коэффициента увеличивается на 30%, если же теплоотдающая поверхность обращена книзу, то значение уменьшается на 30%.

За определяющий размер принят диаметр, а для плит — меньшая сторона плиты.

За определяющую температуру принята средняя температура граничного слоя, определяемая по формуле (16).

Коэффициент теплопередачи при вынужденном ламинарном движении жидкости, газа (пара) в трубе определяется по формуле И. Т. Аладьева

$$\alpha = 0,74 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,2} (\text{GrPr})^{0,1} \text{Pr}^{0,2} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}, \quad (132)$$

где λ — коэффициент теплопроводности среды, ккал/м-час °С;
 d — диаметр трубы, м;
 Re — критерий Рейнольдса;
 Pr — критерий Прандтля;
 Gr — критерий Грасгофа.

Формула (132) применима для горизонтальных и вертикальных труб, а также для труб и каналов любого сечения: при этом вместо диаметра труб подставляется эквивалентный диаметр сечения.

При вертикальном положении труб и совпадении направлений свободного и вынужденного движения коэффициент теплоотдачи на 15% ниже вычисленного по формуле (132), а при противоположном направлении — на 15% выше.

За определяющий размер принят диаметр трубы или эквивалентный диаметр сечения, а за определяющую температуру — температура граничного слоя.

Если длина трубы $l < 50 d$, то полученное значение по формуле надо умножить на поправочный коэффициент ϵ_1 (табл. 6).

Таблица 6

Значения коэффициентов ϵ_1

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ϵ_1	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

Коэффициент теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении жидкости, газа (пара) в трубе, а также при продольном омывании пучка труб определяется по формуле

$$\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}, \quad (133)$$

где обозначения те же, что в формуле (132).

Формула (133) применима к капельным и упругим жидкостям для труб и каналов любого сечения, а также для продольного внешнего омывания пучков труб при $\text{Re} > 1 \cdot 10^4$ и $\text{Pr} = 0,7 \div 2500$

и при температуре стенки ниже температуры кипения жидкости, а также для перегретого пара давлением до 100 *атм* при $Re \leq 2 \cdot 10^6$.

За определяющий размер принят эквивалентный диаметр трубы и за определяющую температуру — среднеарифметическая температура жидкости.

При $\frac{l}{d} < 50$ полученное значение для α надо умножить на поправочный коэффициент ε_2 (табл. 7).

Таблица 7

Значения коэффициентов ε_2

Re \ l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
1 · 10 ⁴	1,65	1,50	1,34	1,28	1,17	1,13	1,07	1,03	1,0
2 · 10 ⁴	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,0
5 · 10 ⁴	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,0
1 · 10 ⁵	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,0
1 · 10 ⁶	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,0

Формула (133) справедлива также для кольцевого сечения $\frac{d_1}{d_2} = 0,1 - 1,0$ в случае теплообмена с внешней (большей) поверхностью.

Для кольцевого сечения и теплообмена с внутренней поверхностью формула имеет вид

$$\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d_1} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,45} Re^{0,8} Pr^{0,4} \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{C}, \quad (134)$$

где d_1 — наружный диаметр внутренней трубы;
 d_2 — внутренний диаметр наружной трубы.

Коэффициент теплоотдачи при переходном режиме. Движение неустойчивое. Критерий Рейнольдса находится в пределах Re от 2200 до 10000.

В этом случае формулы (132) и (133) теплоотдачи для ламинарного и турбулентного режима не применимы, а экстраполяция их недопустима.

Для определения коэффициента теплоотдачи при переходном режиме рекомендуется пользоваться следующей зависимостью:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d} \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{C}, \quad (135)$$

где Nu — критерий Нуссельта, определяемый в зависимости от критериев Re , Pr и произведения $GrPr^3$ по графику рис. 44 или по формуле (136);

λ — коэффициент теплопроводности среды при средней температуре, $\text{ккал/м-час}^\circ\text{C}$;

d — диаметр трубы, м .

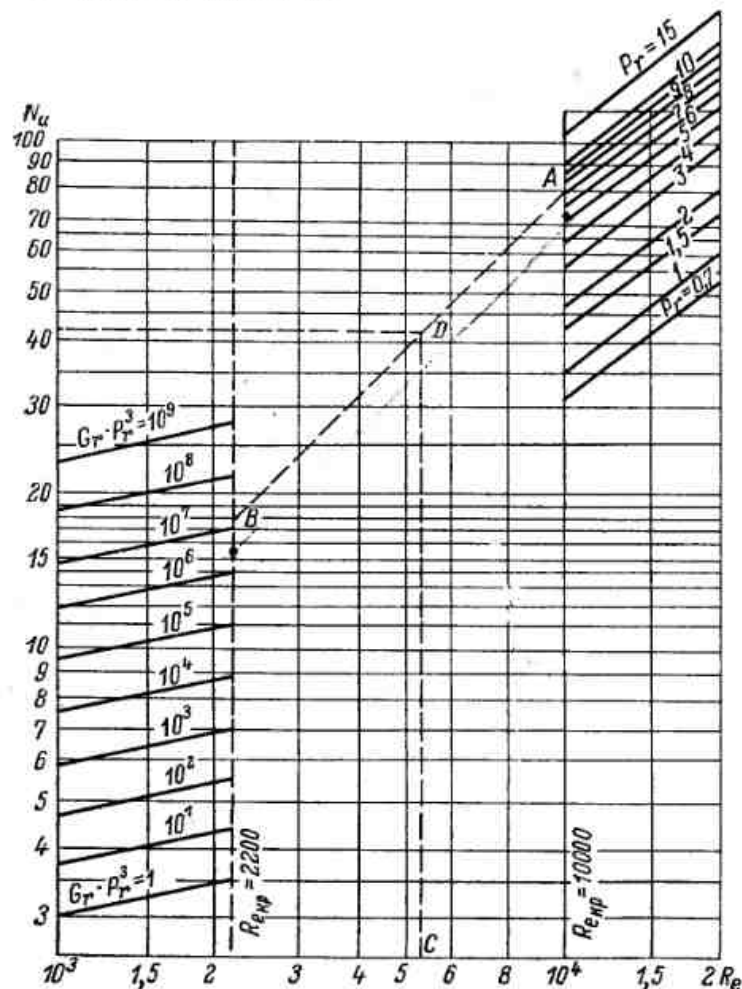


Рис. 44. График теплоотдачи при переходном режиме.

Приближенное значение критерия Нуссельта Nu для переходного режима по графику рис. 44 находится следующим способом:

1) на ординате при значении $Re_{кр} = 10^4$ откладывается вели-

чина критерия Прандтля Pr , вычисленная при средней температуре среды (точка A);

2) на ординате при значении $Re_{кр} = 2200$ откладывается величина произведения критериев $Gr Pr^3$, вычисленных при средней температуре граничного слоя (точка B);

3) точки A и B соединяются прямой \overline{AB} ;

4) на оси абсцисс откладывается значение критерия Re для переходного режима (точка C), и из точки C восставляется ордината до пересечения с прямой \overline{AB} (точка D);

5) величиной ординаты CD определяется искомое значение критерия Нуссельта Nu при переходном режиме.

Приближенное значение критерия Нуссельта Nu при переходном режиме может быть также определено по формуле

$$Nu = (Nu_x - Nu_n) \frac{Re - 2200}{7800} + Nu_n, \quad (136)$$

где Nu_x — критерий Нуссельта, вычисленный для $Re_{кр} = 10^4$ по формуле (133);

Nu_n — критерий Нуссельта, вычисленный для $Re_{кр} = 2200$ по формуле (132).

Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании трубы жидкостью и газом (паром) определяется по формулам В. И. Гомелару:

Для жидкостей

$$\alpha = c \frac{\lambda}{d} Re^n Pr^{0.4} \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{C}. \quad (137)$$

Для газов

$$\alpha = c \frac{\lambda}{d} Re^n \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{C}, \quad (138)$$

где c и n — коэффициенты, зависящие от значения критерия Re (табл. 8).

Таблица 8

Значение коэффициентов c и n

Критерий Рейнольдса Re	Коэффициент c для жидкости	Коэффициент c для газа (пара)	n
5 ÷ 80	0,930	0,810	0,40
80 ÷ 5000	0,715	0,625	0,46
5000 ÷ 100 000	0,226	0,197	0,60

Остальные обозначения те же, что и в предыдущих формулах.

Формулы (137) и (138) применимы для капельных и упругих жидкостей при омывании единичных труб.

За определяющий размер принят диаметр обтекаемой трубы, а за определяющую температуру — средняя температура жидкости.

Скорость потока определяется в самом узком сечении канала.

Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании пучка труб газом (воздухом) определяется по формуле С. В. Литвинова:

$$\alpha = c \epsilon \frac{\lambda}{d} Re^n \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{C}, \quad (139)$$

где значения коэффициентов c , ϵ и n зависят от схемы расположения труб в пучке, числа рядов и расстояния S_1 между осями труб в ряду.

Значения коэффициентов c , ϵ и n приведены в табл. 9; остальные обозначения те же, что и в предыдущих формулах.

Таблица 9

Значение коэффициентов c , ϵ и n

Ряды	Расположение труб				c	Примечание
	коридорное		шахматное			
	n	ϵ	n	ϵ		
1	0,60	0,150	0,60	0,150	} $1 + 0,1 \frac{S_1}{d}$	При $\frac{S_1}{d} = 1,2 \div 3$
2	0,65	0,138	0,60	0,200		
3	0,65	0,138	0,60	0,255	} 1,3	При $\frac{S_1}{d} = 3 \div 5$
4 и т. д.	0,65	0,138	0,60	0,255		

Схемы расположения труб в пучках приведены на рис. 45.

Формула (139) применима для воздуха и дымовых газов.

Скорость потока относится к самому узкому сечению в пучке (ряду).

За определяющий размер принят диаметр трубы, а за определяющую температуру — средняя температура потока.

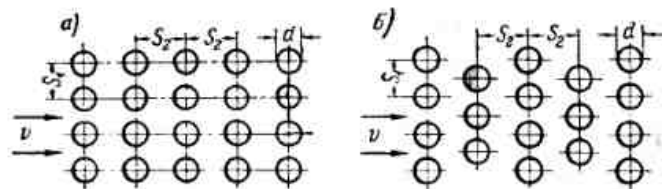


Рис. 45. Схемы расположения труб в пучках: а — коридорных; б — шахматных.

Коэффициент теплоотдачи при поперечном потоке воздуха, вычисленный по формуле (139), справедлив только для случаев, когда угол ψ , составленный направлением потока и осью трубы, называемый углом атаки, равен 90° . При угле ψ , отличном от 90° , значение коэффициента теплоотдачи, найденное по формуле (139), следует умножить на коэффициент ϵ , найденный по графику рис. 46.

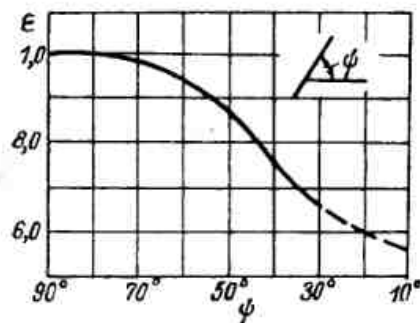


Рис. 46. Зависимость теплоотдачи трубы от угла атаки ψ .

Коэффициент теплоотдачи в изогнутой трубе определяется по формуле, выведенной на основании опытных данных:

$$\alpha_{изг} = \left(1 + 1,77 \frac{d}{R}\right) \alpha \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}, \quad (140)$$

где α — коэффициент теплоотдачи для прямых труб, ккал/м²-час °С;

d — диаметр трубы, мм;

R — радиус кривизны трубы, мм.

Коэффициент теплоотдачи в изогнутой трубе, при прочих равных условиях, будет больше, чем в прямой. Это увеличение происходит за счет нарушения ламинарности потока в повороте, создающего условия более интенсивного теплообмена. С увеличением радиуса кривизны трубы коэффициент теплоотдачи уменьшается.

Частные коэффициенты теплоотдачи

Коэффициент теплоотдачи α для воды: 1) для воды, протекающей в трубке или канале любого сечения при ламинарном потоке, α определяется по формуле (132);

2) для воды, протекающей в трубке при турбулентном потоке,

$$\alpha = Av^{0,8} d^{-0,2} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}, \quad (141)$$

где $A = (1190 + 21,5 t_{cp} - 0,045 t_{cp}^2)$;

v — скорость воды, м/сек;

d — диаметр трубки, м;

t_{cp} — средняя температура воды, °С.

Значения A , $v^{0,8}$, $d^{-0,2}$ приведены в табл. 10, 11 и 12.

Таблица 10

Значения A

$t_{cp}, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50	60
A	1190	1400,5	1602,0	1795,5	1978,0	2152,5	2318,0
$t_{cp}, ^\circ\text{C}$	70	80	90	100	120	140	—
A	2474,5	2622,0	2765,5	2890,0	3122,0	3318,0	—

Таблица 11

Значения $v^{0,8}$

v	$v^{0,8}$	v	$v^{0,8}$	v	$v^{0,8}$	v	$v^{0,8}$	v	$v^{0,8}$
0,1	0,158	0,5	0,574	0,9	0,916	1,3	1,23	1,7	1,53
0,2	0,275	0,6	0,665	1,0	1,000	1,4	1,31	1,8	1,60
0,3	0,382	0,7	0,752	1,1	1,080	1,5	1,38	1,9	1,67
0,4	0,480	0,8	0,837	1,2	1,160	1,6	1,46	2,0	1,74
								2,5	2,08
								3,0	2,41
								3,5	2,72
								4,0	3,03

Таблица 12

Значения $d^{-0,2}$

d	$d^{-0,2}$	d	$d^{-0,2}$	d	$d^{-0,2}$	d	$d^{-0,2}$
0,010	2,51	0,020	2,19	0,030	2,02	0,055	1,79
0,012	2,42	0,022	2,15	0,035	1,96	0,060	1,76
0,014	2,35	0,024	2,11	0,040	1,90	0,070	1,70
0,016	2,29	0,026	2,07	0,045	1,86	0,080	1,66
0,018	2,23	0,028	2,04	0,050	1,82	0,100	1,52

На рис. 47 приведена номограмма для определения коэффициента теплоотдачи для воды, вычисленная по формуле (141). Номограмма позволяет определить коэффициент теплоотдачи для различных средних температур воды и различных диаметров

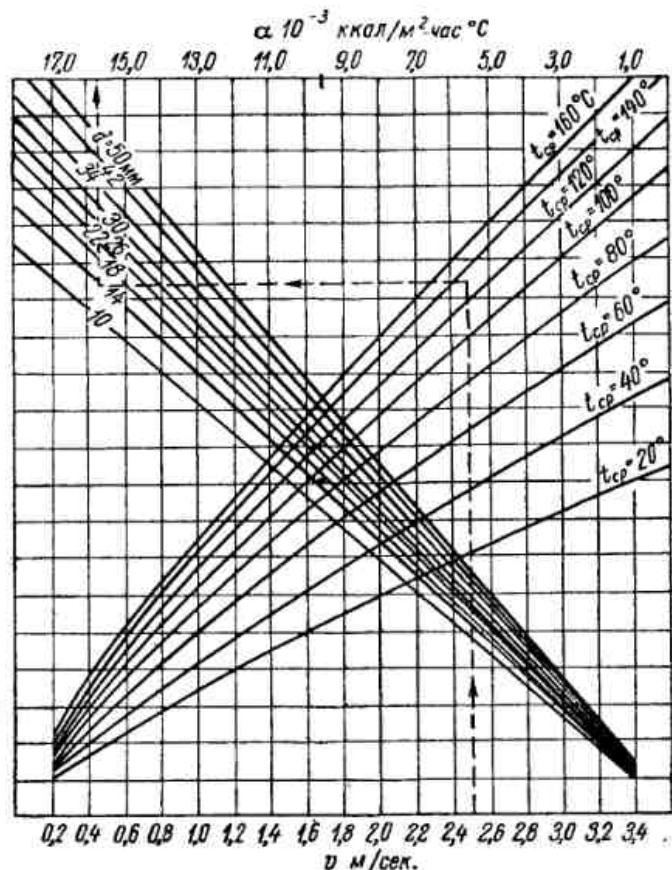


Рис. 47. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи от стенки к воде и от воды к стенке.

ров трубок в зависимости от скорости воды в трубках. Нахождение коэффициента теплоотдачи по номограмме показано стрелками;

3) для воды, обтекающей трубки при естественной конвекции (свободном движении), α определяется по формуле (131)

4) для воды, обтекающей трубки при малых скоростях,

$$\alpha = 0,5 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,6} \text{Pr}^{0,3} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}; \quad (142)$$

где λ , d , Re и Pr — то же, что и в обозначении критериев подобия;

5) для воды при поперечном обтекании трубки α определяется по формуле (137);

6) для воды, обтекающей трубки вдоль при турбулентном движении, α определяется по формуле (133);

7) для кипящей воды

$$\alpha = 22p^{0,58} \Delta t^{2,33} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}, \quad (143)$$

где p — давление в сосуде, *атм*;

Δt — разность температур между поверхностью стенки и кипящей водой, $^\circ\text{С}$.

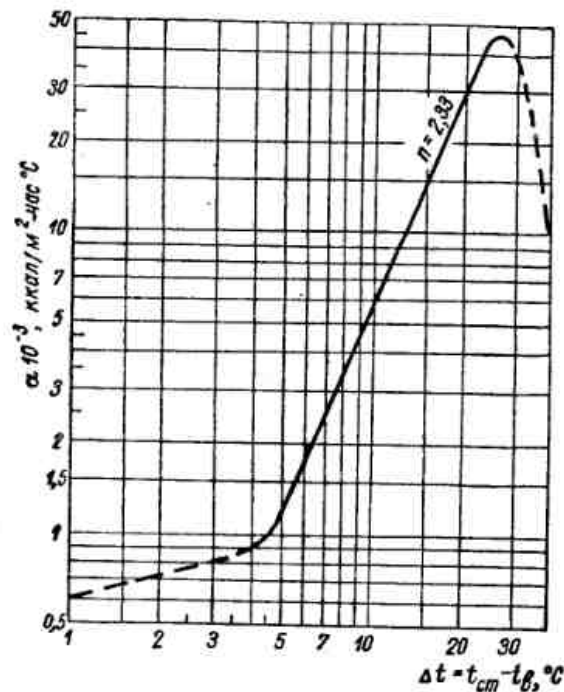


Рис. 48. Коэффициент теплоотдачи для кипящей воды в зависимости от разности температур между стенкой и кипящей водой.

На рис. 48 приведена кривая коэффициента теплоотдачи α для кипящей воды в зависимости от разности температур $t_{ст} - t_b$ (между стенкой и водой) при атмосферном давлении кипящей жидкости. Кривая состоит из двух участков, разделяющихся точкой критического температурного напора (разностью температур), равного около 25°С . Сплошная линия

кривой расположена в пределах 5—25°С температурного напора; она вычислена по формуле (143) для атмосферного давления.

Закономерность коэффициента теплоотдачи, расположенного в других пределах температурного напора, различна. Повышение температурного напора выше критического ведет к резкому снижению коэффициента теплоотдачи для кипящей воды.

Коэффициент теплоотдачи α для нефтепродуктов: 1) для нефтепродуктов, мазута и масла, протекающих в трубках при ламинарном движении,

$$\alpha = 13,2 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,23} \left(\frac{l}{d}\right)^{-0,5} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}, \quad (144)$$

где λ — коэффициент теплопроводности нефтепродукта, $\frac{\text{ккал}}{\text{м}\cdot\text{час}\cdot^\circ\text{С}}$;

d — диаметр трубки, м;

l — длина трубки, м;

Re — критерий Пекле.

Движение нефтепродуктов обычно происходит при ламинарном потоке;

2) для масла, обтекающего трубки поперек,

$$\alpha = 550 \sqrt{\frac{v}{t-d_n}} (1 + 0,006t_{cp}) \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}, \quad (145)$$

где v — скорость масла, м/сек;

t — шаг трубок, мм;

d_n — наружный диаметр трубок, мм;

t_{cp} — средняя температура масла, °С.

На рис. 49 приведены кривые коэффициентов теплоотдачи для маслоохладителей, вычисленные по формуле (145) в зависимости от скорости и средней температуры масла и шага трубок. При шаге трубок 21 мм коэффициент теплоотдачи увеличивается на 9%, а при шаге 20 мм — на 22%;

3) для нефтепродуктов, подогреваемых в цистерне змеевиками (теплоотдача при свободном движении),

$$\alpha = 1,57 \sqrt[4]{\frac{t_{ст}-t}{\nu d_n}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}; \quad (146)$$

4) для нефтепродуктов, протекающих по вертикальной трубе

$$\alpha = 2,61 \sqrt[3]{\frac{t_{ст}-t}{\nu}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}; \quad (147)$$

5) для нефтепродуктов, протекающих по горизонтальной трубе,

$$\alpha = 1,91 \sqrt[4]{\frac{t_{ст}-t}{\nu d_n}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}, \quad (148)$$

где $t_{ст}$ — температура стенки, определяемая по формуле (19), °С

t — температура нефтепродуктов, °С;

ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/сек;

d_n — наружный диаметр змеевика, м.

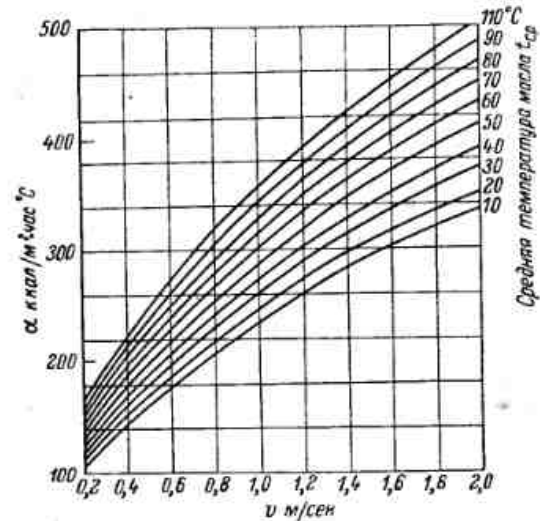


Рис. 49. Коэффициент теплоотдачи для маслоохладителей в зависимости от скорости и средней температуры масла, протекающего между трубками диаметром 16 мм и шагом 22 мм.

Коэффициент теплоотдачи для конденсирующегося водяного пара: 1) для вертикальной стенки или вертикальной трубы

$$\alpha_n = A \sqrt[4]{\frac{r}{H(t_s - t_{ст})}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}, \quad (149)$$

где $A = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\gamma^{2,2}}{\mu}}$ зависит от температуры $t_{ст}$, определяемой по формуле (16) или (21);

r — теплота парообразования, ккал/кг;

H — высота стенки или трубы, м;

t_s — температура конденсирующегося пара, °С;

$t_{ст}$ — температура стенки, определяемая по формулам (17) — (19), °C;

γ — удельный вес конденсата, кг/м³;

λ — коэффициент теплопроводности, ккал/м·час·°C;

μ — вязкость конденсата, кг·сек/м².

Значения A приведены в табл. 13;

Таблица 13

Значения A

$t_{гр}$	A	$t_{гр}$	A	$t_{гр}$	A	$t_{гр}$	A	$t_{гр}$	A	$t_{гр}$	A	$t_{гр}$	A
0	1147	30	1495	60	1795	90	2075	120	2330	150	2570	180	2775
10	1270	40	1600	70	1890	100	2160	130	2415	160	2640	190	2835
20	1387	50	1700	80	1985	110	2245	140	2495	170	2710	200	2890

2) для наклонной стенки

$$\alpha_p = \alpha_v \sqrt[4]{\sin \beta} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}, \quad (150)$$

где α_v — коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к вертикальной стенке или трубе, ккал/м²·час·°C;

β — угол наклона стенки к горизонтальной плоскости;

3) для горизонтальной трубы

$$\alpha_r = 0,77 A \sqrt[4]{\frac{r}{d_n(t_s - t_{ст})}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}, \quad (151)$$

где d_n — наружный диаметр трубы, м;

A, r, t_s и $t_{ст}$ — то же, что в формуле (149);

4) для пучка горизонтальных труб (расположенных одна под другой так, что конденсат верхней трубы стекает на нижнюю)

$$\alpha_n = \alpha_r \sqrt[4]{\frac{1}{n}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}, \quad (152)$$

где α_r — коэффициент теплоотдачи для верхней трубы;

n — число труб, расположенных по вертикали друг под другом.

На рис. 50 приведена номограмма для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке для вертикального и горизонтального расположения стенок, вычис-

ленная по формулам (149) и (151). По номограмме значение α определяется в зависимости от произведения высоты стенки или пучка трубок на разность температур конденсирующегося пара и стенки и от температуры граничного слоя $t_{гр}$, определяемой по формуле (16) или (21);

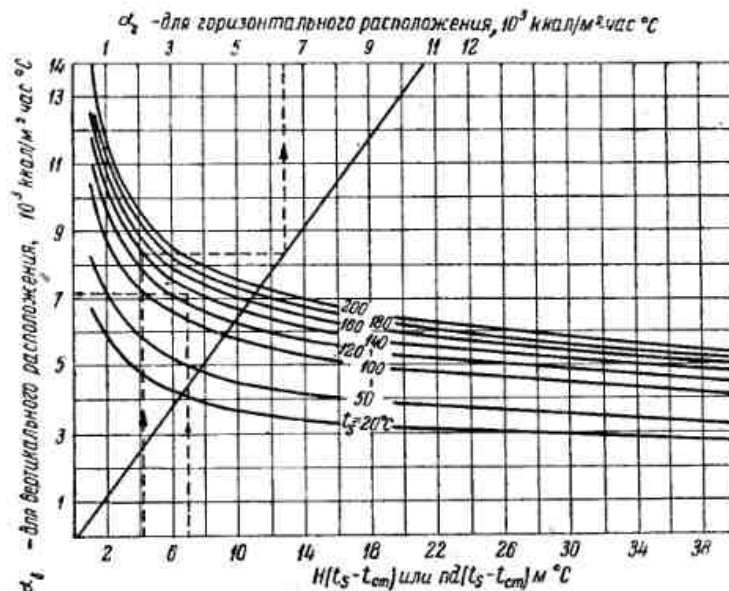


Рис. 50. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке.

5) для конденсирующегося пара внутри горизонтальных труб и змеевиков

$$\alpha = (3400 + 100v_0) \sqrt[3]{\frac{1,21}{l}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C},$$

где v_0 — скорость пара при входе в трубу, м/сек;

l — длина трубы или змеевика, м;

6) для конденсирующегося пара внутри вертикальных труб α определяется по формуле (149).

Коэффициент теплоотдачи для конденсирующегося движущегося пара, содержащего воздух, определяется по эмпирической формуле ВТИ

$$\alpha = \frac{A(v\gamma)^{0,167}}{\Delta t^{0,167}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}, \quad (153)$$

где $v\gamma$ — весовая скорость паровоздушной смеси в широком сечении канала, кг/м²·сек;

A, n — величины, зависящие от содержания воздуха в паре $\varepsilon = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{п}}}$ и температуры смеси $t_{\text{см}}$, равной температуре пара $t_{\text{п}}$, определяемые по кривым графика рис. 51 и 52; Δt — температурный напор (разность температур смеси и стенки трубы), °C.

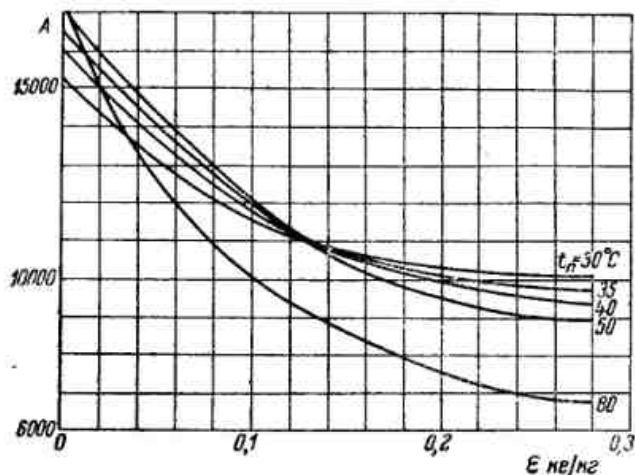


Рис. 51. Значение величины A в зависимости от содержания воздуха в паре и температуры паровоздушной смеси.

Формула (153) получена по опытным данным для горизонтального пучка латунных труб наружным диаметром 19 мм и шагом между ними 28 мм при $t_{\text{п}} = 30 \div 80$ °C; $\Delta t = 3 \div 15$ °C; $w_{\text{г}} = 0,1 \div 3,0$ кг/м²сек и $\varepsilon = 0 \div 0,3$ кг/кг.

Коэффициент теплоотдачи для перегретого (неконденсирующегося) пара определяется по формуле (133).

Следует иметь в виду, что, если температура стенки ниже температуры насыщения, то конденсация перегретого пара протекает так же хорошо, как насыщенного.

Поэтому коэффициент теплоотдачи для перегретого пара определяется:

1) по формуле (149), как для конденсирующегося пара, если температура стенки ниже температуры насыщения пара;

2) по формуле (133), как для перегретого (неконденсирующегося) пара (или газов), если температура стенки выше температуры насыщения.

При определении коэффициента теплоотдачи для конденсирующегося перегретого пара следует принимать в расчет его температуру насыщения при соответствующем давлении, а не температуру перегрева.

Коэффициент теплоотдачи для любого газа и воздуха: 1) для газа и воздуха, протекающего в трубе или канале любого сечения при ламинарном движении, коэффициент теплоотдачи определяется по формуле (132);

2) для газа и воздуха, протекающего в трубе или обтекающего ее вдоль при турбулентном движении, коэффициент теплоотдачи определяется по формуле (133);

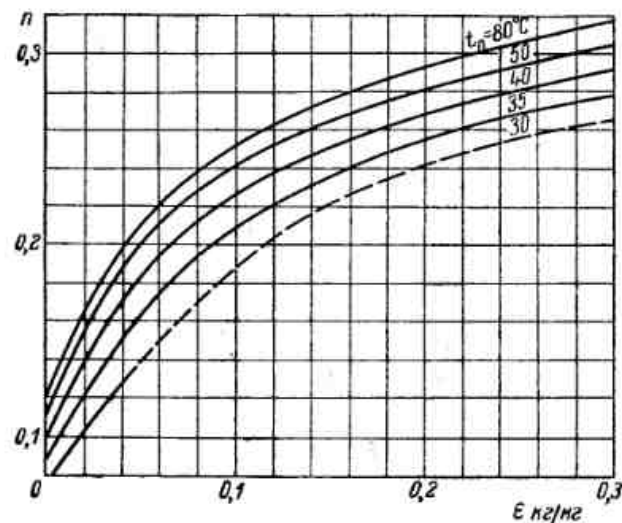


Рис. 52. Значение величины n в зависимости от содержания воздуха в паре и температуры паровоздушной смеси.

3) для газа и воздуха при поперечном обтекании пучка труб коэффициент теплоотдачи определяется по формуле (139);

4) для воздуха (естественная конвекция или при скорости движения не более 0,5 м/сек) при вертикальном расположении плоских или цилиндрических стенок

$$\alpha = 2,2 \sqrt[4]{t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}; \quad (154)$$

5) для воздуха при горизонтальном расположении плоской стенки, обращенной теплопередающей поверхностью вверх [условия движения воздуха как для формулы (154)]

$$\alpha = 2,8 \sqrt[4]{t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}; \quad (155)$$

6) для воздуха при горизонтальном расположении плоской стенки, обращенной теплопередающей поверхностью вниз [условия движения воздуха как для формулы (154)]

$$\alpha = 1,13 \sqrt[4]{t_{ст} - t_{в}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}; \quad (156)$$

7) для воздуха при горизонтальном расположении цилиндрических стенок [условия движения воздуха как для формулы (154)]

$$\alpha = 1,02 \sqrt[4]{\frac{t_{ст} - t_{в}}{d_n}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}, \quad (157)$$

где $t_{ст}$ — температура стенки, $^\circ\text{C}$;
 $t_{в}$ — температура окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$;
 d_n — наружный диаметр трубы, м;

8) для окружающей среды (воздуха) от поверхности стенок аппаратов и трубопроводов в закрытом помещении при температуре теплоносителя от 0 до 150°C

$$\alpha \approx 8,4 + 0,06 (t_{ст} - t_{в}) \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}. \quad (158)$$

В этой формуле учитывается конвекция и лучеиспускание при $4,6 \text{ ккал/м}^2\text{-час } (^\circ\text{K})^4$.

Коэффициент теплоотдачи для влажного воздуха

$$\alpha_{в\lambda} = \xi \alpha_{сух} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}, \quad (159)$$

где $\alpha_{сух}$ — коэффициент теплоотдачи для сухого воздуха, $\text{ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}$;

ξ — коэффициент влаговыделения, определяемый по формуле

$$\xi = 1 + \frac{d \cdot 10^{-3}}{t_{ст} - t_{ст}} \frac{r - i_{в\lambda}}{c_{в}};$$

где d — влагосодержание воздуха, г/кг;
 $t_{ст}$ — средняя температура воздуха, $^\circ\text{C}$;
 $t_{ст}$ — температура поверхности стенки, $^\circ\text{C}$;
 r — теплота парообразования при $t_{ст}$, ккал/кг ;
 $i_{в\lambda} \approx t_{ст}$ — энтальпия влаги на поверхности стенки, ккал/кг ;
 $c_{в}$ — средняя теплоемкость воздуха, $\text{ккал/кг } ^\circ\text{C}$.

Ориентировочные пределы значений коэффициентов теплоотдачи α в $\text{ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}$:

При нагревании и охлаждении воздуха	10—150
При нагревании и охлаждении перегретого пара	20—100
При нагревании и охлаждении нефтепродуктов	150—600
При нагревании и охлаждении воды	100—10 000
При кипении воды	500—45 000
При конденсации водяных паров	4000—15 000

Коэффициент излучения

Теплопередача может осуществляться также путем лучеиспускания. При теплопередаче от стенки к окружающему пространству одновременно с конвекцией всегда имеет место и лучеиспускание, интенсивность которого зависит от степени нагретости поверхности стенки.

Излучение тепла поверхностью стенки зависит от разности температур стенки и окружающей среды и от состояния поверхности стенки, учитываемого коэффициентом лучеиспускания. Количество тепла, излучаемого единицей поверхности за единицу времени при разности температур между излучаемой поверхностью и окружающей средой в 1°C , называется *коэффициентом излучения*.

Коэффициент излучения от стенки в окружающую среду определяется по формуле

$$\alpha_{луч} = C \frac{\left(\frac{T_{ст}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{окр}}{100}\right)^4}{t_{ст} - t_{окр}} \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{C}, \quad (160)$$

где $T_{ст} = 273,2 + t_{ст}$ — абсолютная температура стенки, излучающей тепло, $^\circ\text{K}$;

$T_{окр} = 273,2 + t_{окр}$ — температура окружающей среды, $^\circ\text{K}$;

$t_{ст}$ — температура стенки, $^\circ\text{C}$;

$t_{окр}$ — температура окружающей среды, $^\circ\text{C}$;

C — коэффициент лучеиспускания, $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2\text{-час } (^\circ\text{K})^4}$,

зависящий от состояния поверхности.

Значения величины C приведены в табл. 14.

Таблица 14

Значения коэффициента лучеиспускания C

Наименование	$C, \text{ ккал/м}^2\text{-час } (^\circ\text{K})^4$	Наименование	$C, \text{ ккал/м}^2\text{-час } (^\circ\text{K})^4$
Абсолютно черное тело	4,96	Никель полированный	0,3
Алюминий листовой шероховатый	0,35	Слюда	3,7
Алюминий листовой полированный	0,26	Стекло	4,45
Железо	4,6	Резина шероховатая серая	4,26
Железо окисленное	3,64	Резина гладкая черная	4,69
Железо оцинкованное	1,37	Картон асбестовый	4,76
Медь шероховатая	3,6	Краски алюминиевые	1,34—3,32
Медь вальцованная	3,1	Краски масляные разные	4,56—4,76
Медь полированная	0,6	Эмалевый лак	4,45
Латунь вальцованная	0,34	Бумага	4,6
Латунь полированная	0,25	Вода	4,75
		Кирпич красный шероховатый	4,61

§ 10. ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ, НАПРЯЖЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Под тепловыми нагрузками и напряжениями подразумевается количество тепла, приходящееся на единицу поверхности (нагрева или охлаждения) или единицу объема аппарата.

Тепловые нагрузки и напряжения могут быть выражены в единицах измерения: тепловых (ккал/м²-час; ккал/м³-час), весовых (кг/м²-час; кг/м³-час) и объемных (м³/м²-час; м³/м³-час).

Паровая нагрузка конденсатора:

$$U = \frac{G}{F} \text{ кг/м}^2\text{-час}, \quad (161)$$

где G — количество конденсируемого пара в конденсаторе, кг/час;

F — поверхность охлаждения конденсатора, м².

Допустимые величины паровой нагрузки конденсаторов в зависимости от вакуума представлены в табл. 15.

Таблица 15

Допустимые величины паровой нагрузки

Вакуум в конденсаторе, %	90	90—93	94—95	96—97
Паровая нагрузка, кг/м ² -час	150—200	110—150	60—90	50—70

Кратность охлаждения — это отношение количества охлаждающей воды к количеству конденсируемого пара или, иначе, расход охлаждающей воды на 1 кг конденсируемого пара.

Кратность охлаждения может быть выражена формулой

$$m = \frac{W}{G} \text{ кг воды/кг пара}, \quad (162)$$

где W — количество охлаждающей воды, кг/час;

G — количество конденсируемого пара, кг/час;

или

$$m = \frac{i_2 - i_k}{c(t_2 - t_1)} \text{ кг воды/кг пара}, \quad (163)$$

где i_2 — энтальпия пара при входе, ккал/кг;

i_k — энтальпия конденсата, ккал/кг;

c — теплоемкость охлаждающей воды, ккал/кг °С;

t_1 — температура охлаждающей воды при входе, °С;

t_2 — температура охлаждающей воды при выходе, °С.

График изменения расхода охлаждающей воды на 1 кг конденсируемого пара в зависимости от вакуума в конденсаторе и температуры охлаждающей воды при входе показан на рис. 53.

Допустимые величины кратности охлаждения m в конденсаторах могут колебаться в пределах от 30—40 до 60—70, но в отдельных случаях в одноходовых конденсаторах могут достигать 120, что влечет нежелательное увеличение производительности и мощности циркуляционного насоса.

Напряжение зеркала испарения:

$$R_{\text{и}} = \frac{Dv}{F_{\text{и}}} \text{ м}^3/\text{м}^2\text{-час}, \quad (164)$$

где D — производительность испарителя, кг/час;

v — удельный объем вторичного пара, м³/кг;

$F_{\text{и}}$ — поверхность зеркала испарения, м².

Величина напряжения зеркала испарения в испарителях обычно находится в пределах 1500—2500 м³/м²-час и с понижением давления вторичного пара (до 0,15 ата) может достигать 6000 м³/м²-час.

Напряжение поверхности нагрева:

$$R_{\text{н}} = \frac{D}{F_{\text{н}}} \text{ кг/м}^2\text{-час}, \quad (165)$$

где D — производительность испарителя, кг/час;

$F_{\text{н}}$ — поверхность нагрева, м².

Величина напряжения поверхности нагрева в испарителях обычно лежит в пределах 80—110 кг/м²-час и в отдельных случаях может достигать 150 кг/м²-час, а при надежных сепараторах — до 200 кг/м²-час.

Напряжение парового объема:

$$R_{\text{в}} = \frac{Dv}{V} \text{ м}^3/\text{м}^3\text{-час}, \quad (166)$$

где D — производительность испарителя, кг/час;

v — удельный объем вторичного пара, м³/кг;

V — объем парового пространства, м³.

Величина напряжения парового объема для вторичного пара испарителей может достигать:

1) для испарителей атмосферного давления $R'_{\text{в}} = 3000 \text{ м}^3/\text{м}^3\text{-час}$;

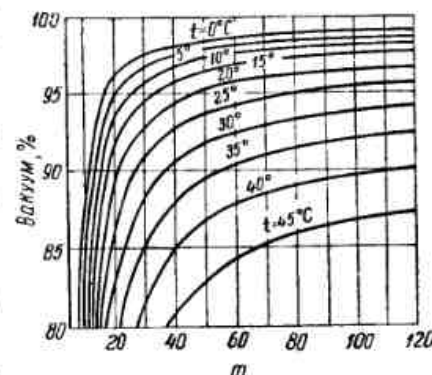


Рис. 53. Кратность охлаждения в зависимости от вакуума и температуры циркуляционной воды.

2) для испарителей, работающих с давлениями, отличными от атмосферного

$$R_v = f R'_v \text{ м}^3/\text{м}^3\text{-час},$$

где f — коэффициент давления, значения которого даны в табл. 16;

Таблица 16

Значения коэффициентов давления f

$p, \text{ атм}$	16	4,0	2,0	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5
f	0,8	0,87	0,915	1,00	1,15	1,25	1,4	1,6

3) для испарителей, имеющих достаточно эффективные встроенные сепараторы или дополнительные сепарирующие устройства:

$$R_v = (1,2 \div 1,4) f R'_v \text{ м}^3/\text{м}^3\text{-час}.$$

Коэффициент полезного действия теплообменных аппаратов η равен отношению количества тепла Q_2 , полученного в аппарате, к количеству тепла Q_1 , которое затрачено в процессе работы аппарата, и выражается в общем виде формулой

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (167)$$

К. п. д. аппаратов, работающих без изменения агрегатного состояния (охладители воды, масла, воздуха, водоводяные подогреватели и т. п.):

$$\eta = \frac{G_2 c_2 (t_2' - t_2)}{G_1 c_1 (t_1' - t_1)}. \quad (168)$$

К. п. д. аппаратов, работающих с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей (паровые подогреватели воды, масла, воздуха, топлива, конденсаторы и т. п.):

$$\eta = \frac{G_2 c_2 (t_2' - t_2)}{D_1 (t_1 - c_1 t_1)}. \quad (169)$$

К. п. д. аппаратов, работающих с полным изменением агрегатного состояния одного теплоносителя и частичным изменением агрегатного состояния другого теплоносителя (испарители, опреснители, дистилляторы и т. п.):

$$\eta = \frac{D_2 (i_2 - c_2 t_2) - \varepsilon D_2 c_2 (t_2' - t_2)}{D_1 (t_1 - c_1 t_1)}. \quad (170)$$

К. п. д. аппаратов, работающих с изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей (выпарные аппараты и пр.):

$$\eta = \frac{D_2 (i_2 - c_2 t_2)}{D_1 (t_1 - c_1 t_1)}. \quad (171)$$

- Здесь G_1 — количество охлаждающей (или греющей) среды, $\text{кг}/\text{час}$;
 G_2 — количество нагреваемой (или охлаждаемой) среды, $\text{кг}/\text{час}$;
 D_1 — количество греющего конденсирующегося пара, $\text{кг}/\text{час}$;
 D_2 — количество вторичного пара, $\text{кг}/\text{час}$;
 ε — коэффициент продувания нагреваемой среды;
 c_1 — теплоемкость охлаждающей (или греющей) среды, $\text{ккал}/\text{кг} \text{ } ^\circ\text{C}$;
 c_2 — теплоемкость охлаждаемой (или нагреваемой) среды, $\text{ккал}/\text{кг} \text{ } ^\circ\text{C}$;
 i_1 — энтальпия греющего конденсирующегося пара, $\text{ккал}/\text{кг}$;
 i_2 — энтальпия вторичного пара, $\text{ккал}/\text{кг}$;
 t_1 — начальная температура охлаждающей (или конечная температура греющей) среды, $^\circ\text{C}$;
 t_1' — конечная температура охлаждающей (или начальная температура греющей) среды, $^\circ\text{C}$;
 t_2 — начальная температура нагреваемой (или конечная температура охлаждаемой) среды, $^\circ\text{C}$;
 t_2' — конечная температура нагреваемой (или начальная температура охлаждаемой) среды, $^\circ\text{C}$.

Обычно к. п. д. аппаратов для упрощения расчетов принимаются равными следующим значениям, которые незначительно отличаются от вычисленных:

	η
Для теплообменных аппаратов, имеющих теплоизоляцию	0,97—0,98
Для аппаратов, не имеющих теплоизоляции	0,93—0,95

К. п. д. аппаратов весьма часто для удобства расчетов заменяют коэффициентом, учитывающим потерю тепла аппаратом в окружающую среду, который также обозначается через η . Этот коэффициент представляет собой величину, обратную к. п. д., и принимается равным:

	η
Для аппаратов, имеющих теплоизоляцию	1,03—1,02
Для аппаратов, не имеющих теплоизоляции	1,07—1,05

§ 11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ АППАРАТОВ

При выполнении тепловых расчетов обычно приходится определять или выбирать некоторые конструктивные элементы аппаратов, как например: шаг разбивки трубок, число трубок и их длину, диаметр трубной доски и поверхность, образованную трубками, и т. п., которые оказывают влияние как на тепловой расчет, так и на конструкцию аппарата. Ниже приводятся

наиболее необходимые формулы и исходные данные по выбору и определению некоторых конструктивных элементов.

Диаметр патрубка:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{Dv}{2825u}} \text{ м}, \quad (172)$$

где d — внутренний диаметр патрубка, м;
 F — площадь сечения патрубка, м²;
 D — расход среды через патрубок, кг/час;
 v — удельный объем среды, м³/кг;
 u — скорость среды, м/сек.

Эквивалентный (гидравлический) диаметр в общем виде выражается формулой

$$d_3 = \frac{4F}{\omega} \text{ м}, \quad (173)$$

где F — площадь поперечного сечения канала, м²;
 ω — смоченный периметр канала, м.

Эквивалентный диаметр для некоторых форм канала приведен в табл. 17.

Таблица 17

Эквивалентные диаметры d_3

Форма канала	Эквивалентный диаметр d_3
Круглая труба диаметром d	d
Квадрат со стороной a	a
Прямоугольник со сторонами a и b :	
теплообмен через все стороны	$\frac{2ab}{a+b}$
теплообмен через две противоположные стороны a	$2b$
теплообмен через одну сторону a	$4b$
Кольцевое сечение (труба d в трубе D):	
теплообмен через внутреннюю и внешнюю поверхности	$D-d$
теплообмен только через внешнюю поверхность	$\frac{D^2-d^2}{D}$
теплообмен только через внутреннюю поверхность	$\frac{D^2-d^2}{d}$
Межтрубное пространство (диаметр корпуса D , диаметр трубок d и число трубок n):	
теплообмен через трубный пучок	$\frac{D^2-nd^2}{nd}$

Шаг t разбивки трубок:

1) минимальный шаг с разбивкой по треугольнику трубок наружным диаметром d_n (рис. 54):

$$t = 1,33d_n;$$

2) для конденсаторов с разбивкой по треугольнику трубок диаметром $d_n = 16$ мм:

$$t = d_n + 9 \div 10 \text{ мм};$$

3) для конденсаторов с разбивкой трубок диаметром $d_n = 16$ мм по радиусу или лучам:

$$t = d_n + 16 \text{ мм};$$

4) для небольших конденсаторов с малым паровым сопротивлением, с развальцованными трубками $d_n = 16$ мм при разбивке их шага по треугольнику

$$t = d_n + 5 \div 6 \text{ мм};$$

5) для подогревателей воды, маслоохладителей и прочих аппаратов, имеющих трубки диаметром $d_n = 16$ мм при разбивке их шага по треугольнику

$$t = d_n + 5 \div 6 \text{ мм};$$

6) для нефтеподогревателей и прочих аппаратов, имеющих трубки диаметром $d_n = 17$ мм при разбивке их шага по треугольнику

$$t = d_n + 5 \div 6 \text{ мм}.$$

Площадь трубной доски, необходимая для расположения одной трубки по треугольнику,

$$f = 0,866t^2 \text{ мм}^2, \quad (174)$$

где t — шаг разбивки трубок, мм.

Коэффициент заполнения трубной доски:

$$\eta_{тр} = 1,1 \frac{t^2 n}{D^2}, \quad (175)$$

где t — шаг разбивки трубок, мм;

n — число трубок, размещенных на трубной доске;

D — диаметр гнезда трубок, мм.

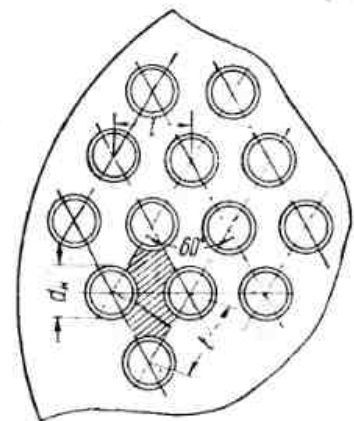


Рис. 54. Разбивка трубок по треугольнику.

Коэффициент заполнения трубной доски $\eta_{тр}$ равен:

Для одноходовых конденсаторов	0,75—0,82
Для двухходовых и более	0,72—0,78
Для конденсаторов типа O—V	0,58—0,65

Число охлаждающих трубок в конденсаторе:

$$n = \frac{Wz}{2825d^2v}, \quad (176)$$

где W — количество охлаждающей воды, $м^3/час$;
 z — число ходов воды;
 d — внутренний диаметр трубок, $м$;
 v — скорость воды в трубках, $м/сек$.

Длина трубок (расстояние между трубными досками):

$$L = \frac{F}{\pi dnz} \text{ м}, \quad (177)$$

где F — поверхность нагрева или охлаждения, $м^2$;
 d — наружный диаметр трубки, $м$;
 n — число трубок в ходу;
 z — число ходов.

Поверхность нагрева или охлаждения:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} \text{ м}^2, \quad (178)$$

где Q — количество вводимого или отводимого тепла, $ккал/час$;
 k — коэффициент теплопередачи, $ккал/м^2 \cdot час \cdot ^\circ C$;
 Δt — средняя логарифмическая разность температур (или разность температур), $^\circ C$.

Кроме того, поверхность F может быть определена по размерам и числу трубок нагрева или охлаждения:

$$F = \pi dln \text{ м}^2, \quad (179)$$

где d — наружный диаметр трубок, $м$;
 l — эффективная длина трубок, $м$;
 n — общее число трубок в аппарате.

Площадь наименьшего сечения сопла:

$$F_{\min} = \frac{G}{m \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}, \quad (180)$$

где G — расход пара через сопло, $кг/сек$;
 $m = 199$ — для насыщенного пара и $m = 209$ — для перегретого пара;
 p_0 — давление пара перед соплом, $кг/см^2$;
 v_0 — удельный объем пара перед соплом, $м^3/кг$.

Диаметр наименьшего сечения сопла:

$$d_{\min} = m' \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}} \text{ мм}, \quad (181)$$

где $m' = 1,32$ — для насыщенного пара и $m' = 1,3$ — для перегретого пара;

G, p_0, v_0 — то же, что в формуле (180).

Диаметр выходного сечения сопла:

$$d_n = 2,015 \sqrt{\frac{Gv_1}{\sqrt{h_0}}} \text{ мм}, \quad (182)$$

где G — расход пара через сопло, $кг/час$;
 v_1 — удельный объем пара при выходе из сопла, $м^3/кг$;
 h_0 — адиабатный перепад пара в сопле, $ккал/кг$.

Начальный диаметр диффузора:

$$D = 1,92 \sqrt{G_c v_n} \sqrt[4]{\frac{0,25 + u}{0,25 h_0}} \text{ мм}, \quad (183)$$

где G_c — расход сжатого пара, $кг/час$;
 v_n — удельный объем засасываемого пара, $м^3/час$;
 $u = \frac{G_n}{G}$ — коэффициент инжекции;

$G_n = G_c - G$ — расход засасываемого пара, $кг/час$;
 h_0, G — то же, что в формуле (182).

Поверхность цинковых протекторов. Для защиты аппаратов от контактной коррозии, появляющейся вследствие применения в аппаратах разнородных материалов, работающих в коррозионных условиях, в камерах аппаратов устанавливаются цинковые протекторы.

Рабочая поверхность протектора определяется в зависимости от суммы всех поверхностей, соприкасающихся с коррозионной средой, и радиуса действия протектора.

Радиус действия протектора в камере аппарата распространяется не более чем на 1—1,5 $м$, а в пучке трубок — на длину, равную десяти диаметрам, поэтому при подсчете защищаемой поверхности, кроме поверхностей крышек и трубных досок, следует учитывать также поверхность трубок, образованную их концами, на длине, равной их десяти диаметрам.

Рабочая поверхность протектора

$$S = \pi R^2 \eta \text{ см}^2, \quad (184)$$

где R — радиус действия протектора, m : $R = 1,0 - 1,5$ — для камер аппаратов; $R = 8 - 10$ диаметрам трубопровода, но не более $2 m$ при диаметре трубопровода $D = 200 mm$ и не более $2,5 - 3 m$ при $D > 200 mm$;
 η — отношение площади протектора и площади защищаемой конструкции, подвергающейся контактной коррозии в условиях морской воды, равное:

Для камер аппаратов, образованных поверхностями крышек, трубных досок и концами трубок 1/400—1/500
 Для труб с бронзовой и латунной арматурой 1/200—1/500
 Для стальных патрубков и корпусов аппаратов с бронзовой и латунной арматурой 1/200—1/300

Расчет предохранительных клапанов сосудов.
 Пропускная способность клапана:

а) для пара или газа

$$G = 225 \mu d h \sqrt{p \gamma} \text{ кг/час;} \quad (185)$$

б) для жидкостей

$$G = 500 \mu d h \sqrt{p \gamma} \text{ кг/час,} \quad (186)$$

где $\mu = 0,85$ — коэффициент истечения;
 d — диаметр клапана (без учета площади, занимаемой ребрами направляющих), cm ;
 $h \leq \frac{d}{4}$ — высота подъема клапана, cm ;
 p — расчетное давление среды перед клапаном, kg/cm^2 ;
 γ — удельный вес среды, kg/m^3 .

Расчет электрических нагревательных элементов может быть произведен по формуле

$$Q = 0,86 IV n = 0,86 I^2 R n = \alpha F \Delta t n = \alpha \cdot d l \Delta t n \text{ ккал/час,} \quad (187)$$

где Q — потребное количество тепла, $ккал/час$;
 I — сила тока, a ;
 V — напряжение тока, b ;
 n — число параллельно работающих проводников;
 R — сопротивление проводника, $ом$;
 α — коэффициент теплоотдачи от поверхности проводника к нагреваемой среде, $ккал/м^2 \cdot час \cdot ^\circ C$;
 F — поверхность проводника, $м^2$;
 Δt — разность температур между поверхностью проводника и нагреваемой средой, $^\circ C$;
 d — диаметр проводника, $м$;
 l — длина проводника, $м$.

ГЛАВА II

ПРИМЕРЫ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ

§ 12. РАСЧЕТ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО КОНДЕНСАТОРА

Исходные данные для расчета

Количество пара, поступающего в конденсатор, $G_1 = 2700 \frac{кг}{час}$.
 Количество конденсата $G_2 = 1640 \text{ кг/час}$.
 Энтальпия пара $i_1 = 650 \text{ ккал/кг}$.
 Энтальпия конденсата $q_2 = 133,4 \text{ ккал/кг}$.
 Вакуум в конденсаторе $V_{ак} = 85\%$.
 Количество охлаждающей воды $D = 150 \text{ т/час}$.
 Температура охлаждающей воды при входе $t_1 = 18^\circ C$.

Принимаем

Трубки латунные диаметром $d_n/d_b = 16/14 \text{ мм}$.
 Число ходов охлаждающей воды в трубках $z = 2$.

Ход расчета

1. Абсолютное давление в конденсаторе

$$p_k = 1 - \frac{V_{ак}}{100} = 1 - \frac{85}{100} = 0,15 \text{ атм.}$$

2. Температура конденсации пара при p_k (по табл. 1—3 приложений)

$$t_s = 53,6^\circ C.$$

3. Температура конденсата, отводимого из конденсатора,

$$t_k = t_s - 4 = 53,6 - 4 = 49,6^\circ C.$$

4. Количество тепла, передаваемое паром и конденсатом охлаждающей воде,

$$Q = G_1 (i_1 - t_k) + G_2 (q_2 - t_k) = 2700 (650 - 49,6) + 1640 (133,4 - 49,6) = 175,7 \cdot 10^4 \text{ ккал/час.}$$

5. Температура охлаждающей воды при выходе из конденсатора

$$t_2 = t_1 + \frac{Q}{Dc_p} = 18 + \frac{175,7 \cdot 10^4}{150 \cdot 10^3 \cdot 0,94} = 30,4^\circ \text{C},$$

где $c_p = 0,94$ ккал/кг $^\circ\text{C}$ — теплоемкость охлаждающей (морской) воды.

6. Средняя логарифмическая разность температур пара и воды

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{2,3 \lg \frac{t_s - t_1}{t_s - t_2}} = \frac{30,4 - 18}{2,3 \lg \frac{53,6 - 18}{53,6 - 30,4}} = 29^\circ \text{C}.$$

7. Средняя температура охлаждающей воды

$$t_{cp} = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(18 + 30,4) = 24,2^\circ \text{C}.$$

8. Скорость охлаждающей воды в трубках принимаем $v = 1,6$ м/сек.

9. Коэффициент теплопередачи для конденсаторов в зависимости от скорости и средней температуры воды (по графику рис. 39) $k_0 = 3040$ ккал/м²·час $^\circ\text{C}$.

10. Расчетный коэффициент теплопередачи

$$k = \varphi_1 \varphi_2 k_0 = 1,02 \cdot 0,85 \cdot 3040 = 2640 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C},$$

где $\varphi_1 = 1,02$ — коэффициент для трубок диаметром $d_n = 16$ мм;
 $\varphi_2 = 0,85$ — коэффициент, учитывающий загрязнение трубок.

11. Коэффициент теплопередачи для конденсатора по формуле ВТИ

$$k = 3500 \left(\frac{1,1v}{\sqrt{d_n}} \right)^x \left[1 - \frac{0,42 \sqrt{\varphi_2}}{1000} (35 - t_1)^2 \right] \Phi_z \Phi_6 =$$

$$= 3500 \left(\frac{1,1 \cdot 1,6}{\sqrt{16}} \right)^{0,378} \left[1 - \frac{0,42 \sqrt{0,85}}{1000} (35 - 18)^2 \right] 1 \cdot 1 =$$

$$= 2940 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C},$$

где x — показатель степени, равный

$$x = 0,12 \varphi_2 (1 + 0,15 t_1) = 0,12 \cdot 0,85 (1 + 0,15 \cdot 18) = 0,378;$$

Φ_z — множитель, учитывающий влияние числа ходов воды в конденсаторе,

$$\Phi_z = 1 + \frac{z-2}{10} \left(1 + \frac{t_1}{35} \right) = 1 + \frac{2-2}{10} \left(1 + \frac{18}{35} \right) = 1;$$

Φ_6 — множитель, учитывающий влияние паровой нагрузки на конденсатор; $\Phi_6 = 1$ для номинальной паровой нагрузки.

12. Необходимая поверхность охлаждения конденсатора

$$F = \frac{Q}{\Delta t k} = \frac{175,7 \cdot 10^4}{29 \cdot 2640} = 22,9 \text{ м}^2.$$

Принимаем $F = 23,1$ м².

13. Количество охлаждающих трубок в конденсаторе

$$n = \frac{Dz}{2825 d_n^2 v \gamma} = \frac{150 \cdot 2}{2825 \cdot 0,014^2 \cdot 1,6 \cdot 1,0} = 340,$$

где $\gamma = 1,0$ т/м³ — удельный вес охлаждающей воды.

14. Эффективная длина трубок (расстояние между трубными досками)

$$l = \frac{F}{\pi d_n l} = \frac{23,1}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 340} = 1,35 \text{ м}.$$

15. Шаг разбивки трубок по треугольнику

$$t = d_n + 10 = 16 + 10 = 26 \text{ мм}.$$

16. Коэффициент заполнения трубной доски (из условий размещения трубок и перегородок в крышке для двух протоков воды)

$$\gamma_{тр} = 0,73.$$

17. Диаметр гнезда трубок (внутренний диаметр корпуса)

$$D_k = t \sqrt{\frac{1,1 \cdot n}{\gamma_{тр}}} = 0,026 \sqrt{\frac{1,1 \cdot 340}{0,73}} = 0,592 \text{ м}.$$

18. Количество воздуха, удаляемого из конденсатора,

$$G_u = 1,5 \left(\frac{G_1 + G_2}{2000} + 1,36 \right) = 1,5 \left(\frac{2700 + 1640}{2000} + 1,36 \right) = 5,25 \text{ кг/час}.$$

§ 13. РАСЧЕТ ДЕАЭРАТОРА

Исходные данные для расчета

Производительность по деаэрированной воде $D = 70$ т/час.

Давление в деаэраторе $p_n = 1,2$ ата.

Давление греющего пара $p_1 = 1,8$ ата.

Температура греющего пара $t_1 = 180^\circ\text{C}$.

Температура смеси воды, поступающей в деаэратор, состоящей из 80% конденсата и 20% добавочной воды, $t_2 = 40^\circ\text{C}$.

Кислородосодержание в деаэрированной воде $a_p < 0,03$ мг/л.

Принимаем

Коэффициент использования тепла в деаэраторе $\eta = 0,97$.
Содержание растворенного кислорода в конденсате, учитываемая возможный подсос воздуха, $a_k = 1,0$ мг/л.

Определяем (по табл 1-3 приложений).

Энтальпию воды в деаэраторе $q_d = 104,4$ ккал/кг.

Энтальпию греющего пара $i_1 = 676,1$ ккал/кг.

Температуру воды в деаэраторе $t_d = 104,3^\circ$ С.

Энтальпию смеси воды, поступающей в деаэратор, $q_2 = 40$ ккал/кг.

Удельный объем воды в деаэраторе $v = 1,047$ м³/т.

Ход расчета

1. Количество греющего пара, потребное для нагрева воды в деаэраторе,

$$G = \frac{D(q_d - q_2)}{i_1 - q_2} = \frac{70(104,4 - 40)}{676,1 - 40} = 7,0 \text{ т/час.}$$

2. Количество смеси воды, поступающей в деаэратор,

$$W_{см} = D - G = 70 - 7 = 63 \text{ т/час.}$$

3. Количество добавочной воды, поступающей в деаэратор,

$$W_d = 0,2 W_{см} = 0,2 \cdot 63 = 12,6 \text{ т/час.}$$

4. Количество конденсата, поступающего в деаэратор,

$$W_k = W_{см} - W_d = 63 - 12,6 = 50,4 \text{ т/час.}$$

5. Содержание растворенного кислорода в добавочной воде при 40° С и давлении 760 мм рт. ст. (по кривой для кислорода, рис. 33)

$$a_d = 6,5 \text{ мг/л.}$$

6. Содержание растворенного кислорода в смеси воды, поступающей в деаэратор,

$$a_{см} = \frac{a_k W_k + a_d W_d}{W_{см}} = \frac{1,0 \cdot 50,4 + 6,5 \cdot 12,6}{63} = 2,1 \text{ мг/л.}$$

7. Содержание растворенных газов воздуха в добавочной воде при 40° С и давлении 760 мм рт. ст. (по кривой для воздуха, рис. 33)

$$a'_r = 17,2 \text{ мг/л.}$$

8. Содержание растворенных газов воздуха в конденсате

$$a'_k = \frac{a'_r a_k}{a_d} = \frac{17,2 \cdot 1,0}{6,5} = 2,65 \text{ мг/л.}$$

9. Содержание растворенных газов воздуха в смеси воды, поступающей в деаэратор,

$$a_{гсм} = \frac{a'_r W_k + a'_k W_d}{W_{см}} = \frac{2,65 \cdot 50,4 + 17,2 \cdot 12,6}{63} = 5,57 \text{ мг/л.}$$

10. Количество растворенных газов воздуха, вносимое водой в деаэратор,

$$G_r = (a'_r W_d + a'_k W_k) 10^{-3} = (17,2 \cdot 12,6 + 2,65 \cdot 50,4) 10^{-3} = 0,35 \text{ кг/час.}$$

11. Отношение равновесного давления кислорода в выпаре к парциальному, согласно указаниям к формуле (105), $k = 3$.

12. Константа весовой растворимости кислорода в воде при давлении его над водой $p_0 = 760$ мм рт. ст. и температуре кипения воды, равной около 100° С (по кривой рис. 34)

$$a_0 = 24,5 \text{ мг/л.}$$

13. Парциальное давление кислорода над поверхностью воды в деаэраторе (сохраняя его равным при давлении $p_0 = 760$ мм рт. ст. из условия обеспечения интенсивности деаэрации)

$$p_k = \frac{p_0 a_p}{k a_0} = \frac{1,033 - 0,03}{3 \cdot 24,5} = 0,000422 \text{ ата.}$$

14. Парциальное давление газов воздуха над поверхностью воды в деаэраторе

$$p_r = \frac{p_k a_{гсм}}{a_{гсм}} = \frac{0,000422 \cdot 5,57}{2,1} = 0,00112 \text{ ата.}$$

15. Парциальное давление пара в деаэраторе

$$p_n = p_d - p_r = 1,2 - 0,00112 \approx 1,199 \text{ ата.}$$

16. Количество выпара (парогазовой смеси), удаляемого из деаэратора,

$$G_{см} = G_r \left(1 + 0,622 \frac{p_n}{p_r} \right) = 0,35 \left(1 + 0,622 \frac{1,199}{0,00112} \right) = 234 \text{ кг/час.}$$

17. Суммарный расход пара на деаэратор

$$G_n = (G + G_{см}) \frac{1}{\eta} = (7,0 + 0,234) \frac{1}{0,97} \approx 7,5 \text{ т/час.}$$

18. Необходимый объем деаэрированной воды в деаэраторном баке

$$V = \frac{Dv}{15 \div 20} = \frac{70 \cdot 1,047}{18,3} = 4 \text{ м}^3.$$

§ 14. РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ВОДЫ

Исходные данные для расчета

Производительность подогревателя $D = 55 \text{ т/час}$.
 Температура воды при входе в подогреватель $t_1 = 40^\circ \text{ С}$.
 Температура воды при выходе из подогревателя $t_2 = 110^\circ \text{ С}$.
 Давление питательной воды $p_n = 36 \text{ кг см}^2$.
 Давление греющего пара $p_n = 1,8 \text{ ага}$.
 Температура греющего пара $t_3 = 220^\circ \text{ С}$.

Принимаем

Коэффициент использования тепла $\eta = 0,98$.
 Трубки латунные V-образные диаметром $d_n/d_n = 16/13 \text{ мм}$.
 Число ходов в трубках подогревателя $z = 6$.

Определяем (по табл. 1—3 приложений)
 Энтальпию греющего пара $i = 695,2 \text{ ккал/кг}$.
 Температуру насыщения греющего пара $t_s = 116,3^\circ \text{ С}$.
 Энтальпию жидкости при t_s , равную $q = 116,6 \text{ ккал/кг}$.
 Теплоемкость питательной воды при t_{cp} , равную $c \approx 1 \text{ ккал/кг } ^\circ\text{С}$.

Ход расчета

1. Количество тепла, необходимое для подогрева воды,
 $Q = Dc(t_2 - t_1) = 55 \cdot 1000 \cdot 1(110 - 40) = 385 \cdot 10^4 \text{ ккал/час}$.

2. Расход пара на подогрев воды

$$G = \frac{Q}{(i - q)\eta} = \frac{385 \cdot 10^4}{(695,2 - 116,6) \cdot 0,98} = 6800 \text{ кг/час}$$

3. Средняя температура воды в подогревателе

$$t'_{cp} = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(40 + 110) = 75^\circ \text{ С}$$

4. По табл. 6 приложений при t'_{cp} определяем:

1) удельный вес воды $\gamma_n = 0,974 \text{ т/м}^3$;
 2) динамическую вязкость воды $\mu_n = 38,66 \cdot 10^{-6} \text{ кг}\cdot\text{сек/м}^2$;
 3) скорость воды в трубках предварительно принимаем $v_n = 1,7 \text{ м/сек}$.

5. Число трубок в одном ходу

$$n = \frac{D}{2825 d_n^2 v_n \gamma_n} = \frac{55}{2825 \cdot 0,013^2 \cdot 1,7 \cdot 0,974} \approx 70$$

6. Число Рейнольдса для воды

$$Re = \frac{v_n d_n \gamma_n}{\mu_n g} = \frac{1,7 \cdot 0,013 \cdot 974}{38,66 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} = 56 \cdot 800$$

7. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде, протекающей в трубках при турбулентном движении,

$$\alpha_n = A v_n^{0,8} d_n^{-0,2} = 2548 \cdot 1,53 \cdot 2,385 = 9350 \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}$$

где $A = 2048$ (табл. 10) в зависимости от t'_{cp} ;

$$v_n^{0,8} = 1,7^{0,8} = 1,53 \text{ (табл. 11);}$$

$$d_n^{-0,2} = 0,013^{-0,2} = 2,385 \text{ (табл. 12).}$$

8. Средняя температура конденсирующегося пара и воды

$$t''_{cp} = 0,5(t_s + t'_{cp}) = 0,5(116,3 + 75) = 95,7^\circ \text{ С}$$

9. Температура стенки со стороны пара

$$t_{cr} = 0,5(t_s + t''_{cp}) = 0,5(116,3 + 95,7) = 106^\circ \text{ С}$$

10. Коэффициент теплоотдачи от пара к вертикальной трубе

$$\alpha_n = A_1 \sqrt[4]{\frac{i - q}{H(t_s - t_{cr})}} = 2210 \sqrt[4]{\frac{695,2 - 116,6}{1,8(116,3 - 106)}} = 5260 \text{ ккал м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}$$

где $A_1 = 2210$ (табл. 13) в зависимости от t_{cr} ;

$H = 1,8 \text{ м}$ — средняя высота V-образной трубки (принята ориентировочно);

11. Средняя логарифмическая разность температур пара и воды в подогревателе

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{2,3 \lg \frac{t_s - t_1}{t_s - t_2}} = \frac{110 - 40}{2,3 \lg \frac{116,3 - 40}{116,3 - 110}} = 28,1^\circ \text{ С}$$

12. Коэффициент теплопередачи от пара к воде

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} \cdot \frac{2d_n}{d_n + d_n} + \frac{d_n - d_n}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_n}} = \frac{1}{\frac{1}{9350 \cdot 0,013} + \frac{0,016 - 0,013}{2 \cdot 90} + \frac{1}{5260}} = 3080 \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ\text{С}$$

где $\lambda = 90 \text{ ккал/м}\cdot\text{час } ^\circ\text{С}$ — коэффициент теплопроводности латунной стенки трубки.

13. Коэффициент теплопередачи от пара к воде в зависимости от скорости и средней температуры воды может быть также определен по кривой рис. 39. Для латунных трубок $d_n = 16$ мм имеем

$$k = 1,02 \cdot k_0 = 1,02 \cdot 3640 = 3700 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}.$$

14. Необходимая поверхность нагрева подогревателя

$$F = \frac{Q}{\Delta t k} = \frac{385 \cdot 10^4}{28,1 \cdot 3700} = 37,1 \text{ м}^2.$$

15. Действительная поверхность принята

$$F_d = 38 \text{ м}^2.$$

16. Средняя длина полу-V-образной трубки

$$l = \frac{F_d}{\pi \cdot d_n \cdot n z} = \frac{38}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 70 \cdot 6} = 1,8 \text{ м}.$$

Если $l \neq H = 1,8$ м, то при небольшом расхождении следует изменить F_d , если же расхождение значительно, то следует полученное значение для l подставить вместо ориентировочно принятого для H и произвести повторный расчет, начав его с определения z_n .

17. Шаг расположения трубок

$$t = d_n + 6 = 16 + 6 = 22 \text{ мм}.$$

18. Внутренний диаметр корпуса (из условий расположения пучков V-образных трубок, разделенных в крышке перегородками, обеспечивающими шесть ходов воды) принят

$$D_n = 550 \text{ мм}.$$

§ 15. РАСЧЕТ ПАРООХЛАДИТЕЛЯ

Исходные данные для расчета

Производительность парохладителя $D = 4000$ кг/час.
Температура пара при входе в парохладитель $t_1 = 320^\circ \text{C}$.
Температура пара при выходе из парохладителя $t_2 = 220^\circ \text{C}$.
Давление пара $p_1 = 8$ ата.
Количество охлаждающей питательной воды $G = 50\,000$ кг/час.
Температура воды при входе в парохладитель $t_3 = 125^\circ \text{C}$.
Давление охлаждающей воды $p_2 = 56$ ата.

Принимаем

Коэффициент использования тепла $\eta = 0,97$.
Трубки стальные V-образные диаметром $d_n/d_n = 17/13$ мм.
Число ходов пара в трубках $z_1 = 2$.
Число ходов воды в корпусе парохладителя $z_2 = 2$.

Определяем (по табл. 1—3 приложений)

Энтальпию пара при входе $i_1 = 740$ ккал/кг
Энтальпию пара при выходе $i_2 = 688,7$ ккал/кг.

Ход расчета

1. Количество тепла, передаваемое паром воде,

$$Q = D(i_1 - i_2) = 4000(740 - 688,7) = 205\,000 \text{ ккал/час}.$$

2. Средняя температура перегретого пара

$$t_n = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(320 + 220) = 270^\circ \text{C}.$$

3. По табл. 3 и рис. 1—3 приложений при t_n определяем:

- 1) удельную теплоемкость пара $c_p = 0,51$ ккал/кг $^\circ\text{C}$;
- 2) удельный вес пара $\gamma_n = 3,22$ кг/м³;
- 3) коэффициент теплопроводности $\lambda_n = 0,037$ ккал/м·час $^\circ\text{C}$;
- 4) динамическую вязкость пара $\mu_n = 1,93 \cdot 10^{-6}$ кг·сек/м²;
4. Число трубок в ходу (приняв ориентировочно скорость пара в них около 50 м/сек) принимаем $n = 53$.

5. Средняя скорость пара в трубках парохладителя

$$v_n = \frac{D}{2825 d_n^2 n \gamma_n} = \frac{4000}{2825 \cdot 0,013^2 \cdot 53 \cdot 3,22} = 49 \text{ м/сек}.$$

6. Критерий Рейнольдса для пара

$$Re = \frac{v_n d_n \gamma_n}{\mu_n g} = \frac{49 \cdot 0,013 \cdot 3,22}{1,93 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} = 108\,500.$$

7. Критерий Прандтля для пара

$$Pr = \frac{3600 \cdot \mu_n g c_p}{\lambda_n} = \frac{3600 \cdot 1,93 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 \cdot 0,51}{0,037} = 0,942.$$

8. Коэффициент теплоотдачи от перегретого пара к стенке при $Re > 1 \cdot 10^4$ и $Pr = 0,7 \div 2500$:

$$\alpha_n = 0,023 \frac{\lambda_n}{d_n} Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0,023 \frac{0,037}{0,013} 108\,500^{0,8} \cdot 0,942^{0,4} = 685 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}.$$

9. Температура охлаждающей воды при выходе

$$t_4 = t_3 + \frac{Q}{Gc_w} = 125 + \frac{205000}{50000 \cdot 1,017} \approx 129^\circ \text{C},$$

где $c_w = 1,017$ ккал/кг $^\circ\text{C}$ — теплоемкость воды при $t = 127^\circ \text{C}$ (табл. 6 приложений).

10. Средняя температура охлаждающей воды

$$t_w = 0,5(t_3 + t_4) = 0,5(125 + 129) = 127^\circ \text{C}.$$

11. По табл. 6 приложений при t_w определяем:

1) коэффициент теплопроводности воды $\lambda_w = 0,59$ ккал/м-час $^\circ\text{C}$;

2) удельный вес воды $\gamma_w = 937,3$ кг/м 3 ;

3) динамическую вязкость воды $\nu_w = 22,2 \cdot 10^{-6}$ кг-сек/м 2 .

12. Внутренний диаметр корпуса пароохладителя (из условий расположения пучка V-образных трубок, разделенного в крышке перегородкой, обеспечивающей два хода пара в трубках) принимаем

$$D_k = 0,28 \text{ м}.$$

13. Площадь для прохода воды в межтрубном пространстве пароохладителя

$$f = \frac{0,785(D_k^2 - d_n^2 n z_1)}{z_2} = \frac{0,785(0,28^2 - 0,017^2 \cdot 53 \cdot 2)}{2} = 0,01875 \text{ м}^2.$$

14. Эквивалентный теплопередающий диаметр межтрубного пространства

$$d_s = \frac{4f}{\pi d_n l} = \frac{4 \cdot 0,01875}{3,14 \cdot 0,017 \cdot 53} = 0,0265 \text{ м}.$$

15. Средняя скорость воды в пароохладителе

$$v_w = \frac{G}{3600 \cdot f \cdot \gamma_w} = \frac{50000}{3600 \cdot 0,01875 \cdot 937,3} = 0,79 \text{ м/сек}.$$

16. Критерий Рейнольдса для воды

$$Re_w = \frac{v_w d_s \gamma_w}{\nu_w g} = \frac{0,79 \cdot 0,0265 \cdot 937,3}{22,2 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} = 90\,000.$$

17. Критерий Прандтля для воды

$$Pr_w = \frac{3600 \nu_w g c_w}{\lambda_w} = \frac{3600 \cdot 22,2 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 \cdot 1,017}{0,59} = 1,35.$$

18. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде при продольном омывании труб для $Re > 1 \cdot 10^4$ и $Pr = 0,7 - 2500$:

$$\alpha_w = 0,023 \frac{\lambda_w}{d_s} Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0,023 \frac{0,59}{0,0265} 90\,000^{0,8} \cdot 1,35^{0,4} = 5350 \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{C}.$$

19. Коэффициент теплопередачи от пара к воде

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} \cdot \frac{2d_n}{d_n + d_w} + \frac{d_n - d_w}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_w}} = \frac{1}{\frac{1}{685} \cdot \frac{2 \cdot 0,017}{0,017 + 0,013} + \frac{0,017 - 0,013}{2 \cdot 50} + \frac{1}{5350}} = 530 \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{C}.$$

где $\lambda = 50$ ккал/м-час $^\circ\text{C}$ — теплопроводность стенки стальной трубки.

20. Средняя логарифмическая разность температур для противотока

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_4) - (t_3 - t_2)}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_4}{t_2 - t_3}} = \frac{(320 - 129) - (220 - 125)}{2,3 \lg \frac{320 - 129}{220 - 125}} = 137,7^\circ \text{C}.$$

21. Необходимая поверхность нагрева пароохладителя

$$F = \frac{Q}{\Delta t k} = \frac{205\,000}{137,7 \cdot 530} = 2,8 \text{ м}^2.$$

22. Действительная поверхность с учетом загрязнений

$$F_1 = 1,07F = 1,07 \cdot 2,8 = 3,0 \text{ м}^2.$$

23. Средняя длина полу-V-образных трубок

$$l = \frac{F_1}{\pi d_n n z_2} = \frac{3,0}{3,14 \cdot 0,017 \cdot 53 \cdot 2} = 0,53 \text{ м}.$$

§ 16. РАСЧЕТ ОХЛАДИТЕЛЯ ВОДЫ

Исходные данные для расчета

Количество охлаждаемой воды $W_1 = 24$ т/час.

Давление охлаждаемой воды $p_1 = 2$ кг/см 2 .

Температура охлаждаемой воды при входе в охладитель $t_1 = 85^\circ \text{C}$.

Температура охлаждаемой воды при выходе из охладителя $t_2 = 75^\circ \text{C}$.

Количество охлаждающей (морской) воды $W_2 = 18$ т/час.

Давление охлаждающей (морской) воды $p_2 = 3$ кг/см 2 .

Температура охлаждающей (морской) воды при входе в охладитель $t_3 = 22^\circ \text{C}$.

Принимаем

Трубки мельхиоровые диаметром $d_n/d_s = 10/8$ мм.
Число ходов охлаждающей воды в трубках $z = 1$.

Ход расчета

1. Средняя температура охлаждаемой воды в охладителе

$$t'_{cp} = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(85 + 75) = 80^\circ \text{C}.$$

2. По табл. 6 приложений при t'_{cp} определяем:

- 1) теплоемкость воды $c'_p = 1,007$ ккал/кг $^\circ$ С;
- 2) удельный вес воды $\gamma_1 = 971,8$ кг/м 3 ;
- 3) кинематическую вязкость воды $\nu_1 = 0,366 \cdot 10^{-6}$ м 2 /сек;
- 4) коэффициент температуропроводности воды $a_1 = 5,9 \cdot 10^{-4}$ м 2 /час $^\circ$ С;
- 5) коэффициент теплопроводности воды $\lambda_1 = 0,58$ ккал/м-час $^\circ$ С.

3. Количество тепла, отдаваемое охлаждающей воде,

$$Q = W_1 c'_p (t_1 - t_2) = 24000 \cdot 1,007 (85 - 75) = 242000 \text{ ккал/час}.$$

4. Температура охлаждающей воды при выходе

$$t_4 = t_3 + \frac{Q}{W_2 c''_p} = 22 + \frac{242000}{18000 \cdot 0,94} = 36,4^\circ \text{C},$$

где $c''_p = 0,94$ ккал/кг $^\circ$ С — теплоемкость охлаждающей (морской) воды.

5. Средняя температура охлаждающей воды

$$t''_{cp} = 0,5(t_3 + t_4) = 0,5(22 + 36,4) = 29,2^\circ \text{C}.$$

6. Средняя логарифмическая разность температур для противотока

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_4) - (t_2 - t_3)}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_4}{t_2 - t_3}} = \frac{(85 - 36,4) - (75 - 22)}{2,3 \lg \frac{85 - 36,4}{75 - 22}} = 51,8^\circ \text{C}.$$

7. Скорость охлаждающей воды в трубках принимаем $v_2 = 0,8$ м/сек.

8. Число охлаждающих трубок

$$n = \frac{W_2}{2825 d_n^2 v_2 \gamma_2} = \frac{18}{2825 \cdot 0,008^2 \cdot 0,8 \cdot 1,025} = 121,$$

где $\gamma_2 = 1,025$ т/м 3 — удельный вес охлаждающей воды.

9. Критерий Рейнольдса для охлаждающей воды

$$Re = \frac{v_2 d_n}{\nu_2} = \frac{0,8 \cdot 0,008}{0,8 \cdot 10^{-6}} = 8000,$$

где $\nu_2 = 0,8 \cdot 10^{-6}$ м 2 /сек — кинематическая вязкость охлаждающей воды при $t'_{cp} = 29,2^\circ \text{C}$ (определена по табл. 6 приложений).

При $2200 < Re = 8000 < 10000$ движение неустойчиво.

10. Критерий Прандтля для охлаждающей воды составит¹

$$Pr = \frac{3600 \nu_2}{a_2} = \frac{3600 \cdot 0,8 \cdot 10^{-6}}{5,3 \cdot 10^{-4}} = 5,4,$$

где $a_2 = 5,3 \cdot 10^{-4}$ м 2 /час — коэффициент температуропроводности воды при t'_{cp} (определен по табл. 6 приложений).

11. Критерий Грасгофа для охлаждающей воды составит²

$$Gr = \frac{g d_n^3 \beta \Delta t}{\nu_2^2} = \frac{9,81 \cdot 0,008^3 \cdot 3 \cdot 10^{-4} \cdot 14,4}{(0,8 \cdot 10^{-6})^2} = 3,4 \cdot 10^4,$$

где $g = 9,81$ м/сек 2 — ускорение силы тяжести;

$\beta = 3 \cdot 10^{-4}$ 1/ $^\circ$ С — коэффициент расширения воды при t''_{cp} (определен по табл. 6 приложений);

$\Delta t = t_4 - t_3 = 36,4 - 22 = 14,4^\circ \text{C}$ — разность температур охлаждающей воды.

Произведение критериев

$$GrPr^3 = 3,4 \cdot 10^4 \cdot 5,4^3 = 5,32 \cdot 10^6.$$

12. По графику рис. 44 в зависимости от $GrPr^3$ и Pr при $Re = 8000$ для переходного режима определяем $Nu = 56$.

13. Коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей воде

$$a_2 = \frac{Nu \lambda_2}{d_n} = \frac{56 \cdot 0,53}{0,008} = 3710 \text{ ккал/м}^2\text{-час } ^\circ \text{C},$$

где $\lambda_2 = 0,53$ — коэффициент теплопроводности охлаждающей воды при $t'_{cp} = 29,2^\circ \text{C}$.

14. Шаг расположения охлаждающих трубок

$$t = 1,35 d_n = 1,35 \cdot 10 = 13,5 \text{ мм}.$$

¹ Для более точного подсчета значение критериев Gr и Pr , входящих в произведение $GrPr^3$, необходимо определить их при температуре граничного слоя.

² То же.

15. Внутренний диаметр корпуса охладителя из условий расположения пучка трубок принимаем $D_k = 0,17 \text{ м}$.

16. Скорость охлаждаемой воды в межтрубном пространстве при продольном омывании пучка трубок

$$v_1 = \frac{W_1}{2825 (D_k^2 - d_n^2) n} = \frac{24}{2825 (0,17^2 - 0,01^2 \cdot 121) 0,9718} = 0,52 \text{ м/сек.}$$

17. Эквивалентный теплопередающий диаметр межтрубного пространства

$$d_3 = \frac{D_k^2 - d_n^2 n}{d_n n} = \frac{0,17^2 - 0,01^2 \cdot 121}{0,01 \cdot 121} = 0,014 \text{ м.}$$

18. Критерий Рейнольдса для охлаждаемой воды

$$Re_1 = \frac{v_1 d_3}{\nu_1} = \frac{0,52 \cdot 0,014}{0,366 \cdot 10^{-6}} = 19900.$$

19. Критерий Прандтля для охлаждаемой воды

$$Pr_1 = \frac{3600 \nu_1}{a_1} = \frac{3600 \cdot 0,366 \cdot 10^{-6}}{5,9 \cdot 10^{-4}} = 2,23.$$

20. Коэффициент теплоотдачи от охлаждаемой воды к стенке при турбулентном потоке для продольного омывания пучка трубок

$$\alpha_1 = 0,023 \frac{\lambda_1}{d_3} Re^{0,8} Pr^{0,4} = 0,023 \frac{0,58}{0,014} 19900^{0,8} \cdot 2,23^{0,4} = 3600 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}.$$

21. Коэффициент теплопередачи от охлаждаемой воды к охлаждающей

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_n - d_b}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{2d_n}{d_n + d_b}} = \frac{1}{\frac{1}{3600} + \frac{0,01 - 0,008}{2 \cdot 25} + \frac{1}{3710} \cdot \frac{2 \cdot 0,001}{0,01 + 0,008}} = 1620 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C},$$

где $\lambda = 25 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{°C}$ — коэффициент теплопроводности мельхиоровой трубки.

22. Коэффициент, учитывающий загрязнение трубок, принят $\varphi = 0,8$.

23. Расчетный коэффициент теплопередачи от воды к воде

$$k = \varphi k_0 = 0,8 \cdot 1620 = 1300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}.$$

24. Необходимая поверхность охлаждения охладителя

$$F = \frac{Q}{\Delta t k} = \frac{242000}{51,8 \cdot 1300} = 3,6 \text{ м}^2.$$

25. Эффективная длина трубок (или расстояние между трубными досками)

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_n n} = \frac{3,6}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 121} \approx 0,95 \text{ м.}$$

Принимаем $l = 1,0 \text{ м}$.

§ 17. РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ТОПЛИВА

Исходные данные для расчета

Производительность подогревателя $D = 5 \text{ т/час}$.

Температура мазута при входе в подогреватель $t_1 = 15^\circ \text{C}$.

Температура мазута при выходе из подогревателя $t_2 = 95^\circ \text{C}$.

Марка мазута: флотский М20.

Давление греющего пара $p = 29 \text{ атм}$.

Принимаем

Коэффициент использования тепла $\eta = 0,98$.

Трубки стальные V-образные диаметром $d_n/d_b = 17/13 \text{ мм}$.

Толщину плоских ретардеров, установленных в прямой части трубок, $\delta = 1,0 \text{ мм}$.

Число ходов мазута в трубках подогревателя $z = 6$.

Определяем (по табл. 1—3 приложений)

Температуру греющего пара $t_n = 230,9^\circ \text{C}$.

Энтальпию греющего пара $i_n = 669,5 \text{ ккал/кг}$.

Энтальпию конденсата греющего пара $q = 237,5 \text{ ккал/кг}$.

Ход расчета

1. Средняя температура мазута в подогревателе

$$t_{cp} = 0,5 (t_1 + t_2) = 0,5 (15 + 95) = 55^\circ \text{C}.$$

2. Удельный вес мазута М20 при t_1 по графику рис. 13

$$\gamma_{15} = 0,947 \text{ т/м}^3.$$

3. Средняя теплоемкость мазута при t_{cp}

$$c_p = (0,403 + 0,00081 t_{cp}) \frac{1}{V \gamma_{15}} = (0,403 + 0,00081 \cdot 55) \frac{1}{V 0,947} = 0,461 \text{ ккал/кг} \cdot \text{°C}.$$

4. Количество тепла, необходимое для подогрева мазута,
 $Q = Dc_p(t_2 - t_1) = 5000 \cdot 0,461(95 - 15) = 1,85 \cdot 10^5 \text{ ккал/кг.}$

5. Расход греющего пара на подогреватель

$$G = \frac{Q}{(i_n - q)\eta} = \frac{1,85 \cdot 10^5}{(669,5 - 237,5)0,98} = 437 \text{ кг/час.}$$

6. Средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_2 - t_1}{2,3 \lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}} = \frac{95 - 15}{2,3 \lg \frac{230,9 - 15}{230,9 - 95}} = 174^\circ \text{C.}$$

7. Число трубок в одном ходу (по предварительно принятой скорости мазута $0,8 \text{ м/сек}$) $n = 15$.

8. Площадь для прохода мазута в трубках с наличием ретардеров

$$f = (0,785d_n^2 - \delta d_n)n = \\ = (0,785 \cdot 0,013^2 - 0,001 \cdot 0,013)15 = 0,0018 \text{ м}^2.$$

9. Удельный вес мазута при t_{cp} определяем по графику рис. 13 или по формуле

$$\gamma_{cp} = \gamma_{20} - 0,000567(t_{cp} - 20) = \\ = 0,941 - 0,000567(55 - 20) = 0,922 \text{ т/м}^3,$$

где $\gamma_{20} = 0,941 \text{ т/м}^3$ — удельный вес мазута при $t = 20^\circ \text{C}$.

10. Скорость мазута, протекающего в трубках,

$$v = \frac{D}{3600f\gamma_{cp}} = \frac{5}{3600 \cdot 0,0018 \cdot 0,922} = 0,83 \text{ м/сек.}$$

11. Коэффициент теплопередачи от пара к флотскому мазуту М12 в зависимости от его скорости и средней температуры, отнесенный к наружной поверхности трубок, определяем по графику рис. 41

$$k_0 = 175 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ \text{C.}$$

12. Поправочный коэффициент, учитывающий марку мазута М20 по данным к формуле (129), $\epsilon_1 = 0,93$.

13. Поправочный коэффициент, учитывающий применение ретардеров по графику рис. 42, $\epsilon_2 = 1,42$.

14. Расчетный коэффициент теплопередачи от пара к мазуту М20

$$k = \epsilon_1 \epsilon_2 k_0 = 0,93 \cdot 1,42 \cdot 175 = 232 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ \text{C.}$$

15. Необходимая поверхность нагрева подогревателя, отнесенная к наружному диаметру трубок,

$$F = \frac{Q}{\Delta tk} = \frac{1,85 \cdot 10^5}{174 \cdot 232} = 4,57 \text{ м}^2.$$

16. Фактическая поверхность нагрева с учетом возможных загрязнений

$$F_\phi = 1,1 \cdot F = 1,1 \cdot 4,57 \approx 5,0 \text{ м}^2.$$

17. Средняя длина полу-V-образной трубки

$$l \approx \frac{F_\phi}{\pi \cdot d_{нз}} = \frac{5}{3,14 \cdot 0,017 \cdot 15 \cdot 6} = 1,03 \text{ м.}$$

18. Шаг расположения трубок

$$t = d_n + 6 = 17 + 6 = 23 \text{ мм.}$$

19. Внутренний диаметр корпуса (из условий расположения пучков V-образных трубок, разделенных в крышке перегородками, обеспечивающих 6 ходов мазута) принят $D_k = 283 \text{ мм.}$

§ 18. РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ МАСЛА

Исходные данные для расчета

Производительность подогревателя $D = 2000 \text{ кг/час.}$

Температура масла при входе в подогреватель $t_1 = 15^\circ \text{C.}$

Температура масла при выходе из подогревателя $t_2 = 70^\circ \text{C.}$

Марка масла: турбинное УТ.

Давление греющего пара $p_n = 29 \text{ ата.}$

Принимаем

Коэффициент использования тепла $\eta = 0,98$.

Трубки медные V-образные диаметром $d_n/d_n = 10/8 \text{ мм.}$

Число ходов масла в трубках подогревателя $z = 4$.

Определяем (по табл. 1—3 приложений)

Температуру греющего пара $t_n = 230,9^\circ \text{C.}$

Энтальпию греющего пара $i = 669,5 \text{ ккал/кг.}$

Энтальпию конденсата греющего пара при p_n равную $q = 237,5 \text{ ккал/кг.}$

Ход расчета

1. Средняя температура масла в подогревателе

$$t_{cp} = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(15 + 70) = 42,5^\circ \text{C.}$$

2. Удельный вес масла УТ при t_1 по графику рис. 13

$$\gamma_{15} = 0,902 \text{ т/м}^3.$$

3. Средняя теплоемкость масла при t_{cp}

$$c_p = (0,403 + 0,00081 t_{cp}) \frac{1}{\gamma_{15}} = (0,403 + 0,00081 \cdot 42,5) \frac{1}{\sqrt{0,902}} = 0,428 \text{ ккал/кг}^\circ\text{С}.$$

4. Количество тепла, необходимое для нагрева масла,

$$Q = D c_p (t_2 - t_1) = 2000 \cdot 0,428 (70 - 15) = 47\,200 \text{ ккал/час}.$$

5. Расход греющего пара на подогреватель

$$G = \frac{Q}{(i - q) \gamma_1} = \frac{47200}{(669,5 - 237,5) 0,98} = 112 \text{ кг/час}.$$

6. Средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{2,3 \lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}} = \frac{70 - 15}{2,3 \lg \frac{230,9 - 15}{230,9 - 70}} = 187^\circ\text{С}.$$

7. Число трубок в одном ходе (по предварительно принятой скорости масла 1,5 м/сек) принимаем $n = 8$.

8. Площадь для прохода масла в трубках

$$f = 0,785 d_n^2 n = 0,785 \cdot 0,008^2 \cdot 8 = 0,000402 \text{ м}^2.$$

9. Удельный вес масла при t_{cp} определяется по графику рис. 13

$$\gamma_{cp} = 0,886 \text{ т/м}^3.$$

10. Скорость масла, протекающего в трубках,

$$v = \frac{D}{3600 \gamma_{cp}} = \frac{2}{3600 \cdot 0,000402 \cdot 0,886} = 1,5 \text{ м/сек}.$$

11. Коэффициент теплопередачи от пара к маслу в зависимости от его скорости и средней температуры, отнесенной к наружной поверхности трубок, определяется по графику рис. 43

$$k = 263 \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{С}.$$

12. Необходимая поверхность нагрева подогревателя, отнесенная к наружному диаметру трубок,

$$F = \frac{Q}{\Delta t k} = \frac{47200}{187 \cdot 263} = 0,96 \text{ м}^2.$$

13. Фактическая поверхность нагрева подогревателя с учетом возможных загрязнений

$$F_\phi = 1,04 \cdot F = 1,04 \cdot 0,96 = 1,0 \text{ м}^2.$$

14. Средняя длина полу-V-образной трубки

$$l = \frac{F_\phi}{\pi \cdot d_n z} = \frac{1,0}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 8 \cdot 4} \approx 1,0 \text{ м}.$$

15. Шаг расположения трубок

$$t = 1,3 d_n = 1,3 \cdot 10 = 13 \text{ мм}.$$

16. Внутренний диаметр корпуса (из условий расположения пучков V-образных трубок, разделенных в крышке перегородками, обеспечивающих четыре хода масла) принимаем $D_k = 100 \text{ мм}$.

§ 19. РАСЧЕТ МАСЛООХЛАДИТЕЛЯ

Исходные данные для расчета

Производительность маслоохладителя $D = 16 \text{ т/час}$.

Температура масла при входе в маслоохладитель $t_1 = 55^\circ\text{С}$.

Температура масла при выходе из маслоохладителя $t_2 = 37^\circ\text{С}$.

Марка масла: турбинное Т.

Давление масла в маслоохладителе $p_1 = 3 \text{ кг/см}^2$.

Количество охлаждающей воды (морской) $G = 50 \text{ т/час}$.

Температура охлаждающей воды при входе $t_3 = 15^\circ\text{С}$.

Давление охлаждающей воды $p_2 = 2 \text{ кг/см}^2$.

Принимаем

Трубки мельхиоровые прямые диаметром $d_n \cdot d_b = 10/8 \text{ мм}$.

Число ходов охлаждающей воды в трубках $z = 2$.

Межтрубное пространство разделено сегментными перегородками.

Теплоемкость охлаждающей (морской) воды

$$c_w = 0,94 \text{ ккал/кг}^\circ\text{С}.$$

Удельный вес охлаждающей (морской) воды $\gamma_w = 1,025 \text{ т/м}^3$.

Ход расчета

1. Средняя температура масла в маслоохладителе

$$t'_{cp} = 0,5 (t_1 + t_2) = 0,5 (55 + 37) = 46^\circ\text{С}.$$

2. Удельный вес масла при t'_{cp} по графику рис. 13

$$\gamma_m = 879 \text{ кг/м}^3.$$

3. Средняя теплоемкость масла при t'_{cp}

$$c_p = (0,403 + 0,00081 t'_{cp}) \frac{1}{\sqrt{\gamma_{15}}} = (0,403 + 0,00081 \cdot 46) \frac{1}{\sqrt{0,9}} = 0,462 \text{ ккал/кг}^\circ\text{C},$$

где $\gamma_{15} = 0,9 \text{ т/м}^3$ — удельный вес масла при $t = 15^\circ\text{C}$ по графику рис. 13.

4. Количество тепла, отдаваемое маслом воде,

$$Q = Dc_p(t_1 - t_2) = 16000 \cdot 0,462(55 - 37) = 132000 \text{ ккал/час.}$$

5. Температура охлаждающей воды при выходе из маслоохладителя

$$t_4 = t_3 + \frac{Q}{Gc_w} = 15 + \frac{132000}{50000 \cdot 0,94} = 17,8^\circ\text{C}.$$

6. Средняя температура охлаждающей воды

$$t'_{cp} = 0,5(t_3 + t_4) = 0,5(15 + 17,8) = 16,4^\circ\text{C}.$$

7. Средняя логарифмическая разность температур между маслом и водой по формуле (36) для перекрестного тока

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_4) - (t_2 - t'_{cp})}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_4}{t_2 - t'_{cp}}} = \frac{(55 - 17,8) - (37 - 16,4)}{2,3 \lg \frac{55 - 17,8}{37 - 16,4}} = 28^\circ\text{C}.$$

8. Скорость охлаждающей воды в трубках предварительно принимаем $v'_b = 0,7 \text{ м/сек.}$

9. Число охлаждающих трубок в маслоохладителе в предварительном определении

$$n' = \frac{Gz}{2825 d_b^2 v'_b \gamma_b} = \frac{50 \cdot 2}{2825 \cdot 0,008^2 \cdot 0,7 \cdot 1,025} = 771.$$

10. Шаг расположения трубок по треугольнику

$$t = 1,35d_n = 1,35 \cdot 10 = 13,5 \text{ мм.}$$

11. Внутренний диаметр корпуса (из условий расположения пучка трубок, разделенного в крышке перегородкой, обеспечивающей два хода воды в трубках) принимаем $D_k = 435 \text{ мм.}$

12. Число охлаждающих трубок, размещенных в маслоохладителе, $n = 778$.

13. Скорость охлаждающей воды в трубках

$$v_b = \frac{Gz}{2825 d_b^2 n \gamma_b} = \frac{50 \cdot 2}{2825 \cdot 0,008^2 \cdot 778 \cdot 1,025} = 0,693 \text{ м/сек.}$$

14. Кинематическая вязкость воды при t''_{cp} по табл. 6 приложений

$$\nu_b = 1,11 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$$

15. Критерий Рейнольдса для воды

$$Re = \frac{v_b d_b}{\nu_b} = \frac{0,693 \cdot 0,008}{1,11 \cdot 10^{-6}} = 5000.$$

При $2200 < Re = 5000 < 10000$ движение неустойчиво.

16. Критерий Прандтля для воды составит¹

$$Pr = \frac{3600 \cdot \nu_b}{a_b} = \frac{3600 \cdot 1,11 \cdot 10^{-6}}{5,03 \cdot 10^{-4}} = 7,93,$$

где $a_b = 5,03 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{час}$ — коэффициент температуропроводности воды при $t''_{cp} = 16,4^\circ\text{C}$, определяемый по табл. 6 приложений.

17. Критерий Грасгофа для воды²

$$Gr = \frac{g d_b^3 \beta \delta t}{\nu_b^2} = \frac{9,81 \cdot 0,008^3 \cdot 1,14 \cdot 10^{-4} \cdot 2,8}{(1,11 \cdot 10^{-6})^2} = 1330,$$

где $\beta = 1,14 \cdot 10^{-4} 1/^\circ\text{C}$ — коэффициент расширения воды по табл. 6 приложений при $t''_{cp} = 16,4^\circ\text{C}$;

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести;

$\delta t = t_4 - t_3 = 17,8 - 15 = 2,8^\circ\text{C}$ — разность температур воды.

18. Произведение критериев

$$GrPr^3 = 1330 \cdot 7,93^3 = 6,65 \cdot 10^6.$$

19. По графику рис. 44 в зависимости от $GrPr^3$ и Pr при $Re = 5000$ для переходного режима определяем $Nu = 38,5$.

20. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде

$$\alpha_b = \frac{Nu \lambda_b}{d_b} = \frac{38,5 \cdot 0,507}{0,008} = 2440 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час}^\circ\text{C},$$

где $\lambda_b = 0,507 \text{ ккал/м} \cdot \text{час}^\circ\text{C}$ — теплопроводность воды при t''_{cp} по табл. 6 приложений.

¹ См. сноску к § 16.

² То же.

21. Из условий разбивки трубок и расположения перегородок в корпусе маслоохладителя принимаем:

$n_1 = 12$ — число промежутков (отсеков) между перегородками;

$h = 0,094$ м — расстояние между перегородками;

$m = 18$ — число рядов трубок, расположенных между срезами перегородок;

$m_3 = 492$ — число зазоров между трубками в рядах, обтекаемых поперечным потоком;

$y_0 = 0,0153$ м — среднее расстояние между корпусом и крайними трубками;

$\varphi = 116^\circ$ — центральный угол сегмента, образованный вырезом в перегородке;

$n_2 = 126$ — число трубок, расположенных в сегментном вырезе перегородки.

22. Зазор между трубками

$$y = t - d_n = 13,5 - 10 = 3,5 \text{ мм} = 0,0035 \text{ м.}$$

23. Средняя площадь сечения для прохода масла между перегородками

$$f_1 = \left(2y_0 + \frac{3m_3}{2m} y \right) h = \left(2 \cdot 0,0153 + \frac{3 \cdot 492}{2 \cdot 18} \cdot 0,0035 \right) 0,094 = 0,0164 \text{ м}^2,$$

24. Площадь сечения для прохода масла над перегородками

$$f_2 = \frac{D_k^2}{8} \left(\frac{\varphi \pi}{180} - \sin \varphi \right) - \frac{\pi d_n^2}{4} n_2 = \frac{0,435^2}{8} \left(\frac{116 \cdot 3,14}{180} - \sin 116 \right) - \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} 126 = 0,0164 \text{ м}^2.$$

25. Средняя скорость масла между перегородками и над ними, так как $f_1 = f_2$,

$$v_m = \frac{Q}{3600 \cdot f_{12}} = \frac{16}{3600 \cdot 0,0164 \cdot 0,879} = 0,307 \text{ м/сек.}$$

26. Средняя скорость масла в маслоохладителе с поперечными сегментными перегородками

$$v_{cp} = \frac{Lv_m + (N-1)Av_m}{L + (N-1)A} = \frac{1,04 \cdot 0,307 + (11-1) \cdot 2,32 \cdot 0,307}{1,04 + (11-1) \cdot 2,32} = 0,308 \text{ м/сек.}$$

Здесь $L = 1,04$ м — расстояние между патрубками входа и выхода масла;

$N = 11$ — число перегородок;

f — площадь сегмента над перегородкой:

$$f = f_2 + \frac{\pi d_n^2}{4} n_2 = 0,0164 + \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} 126 = 0,0265 \text{ м}^2;$$

$$A = \frac{S}{6f} = \frac{0,369}{6 \cdot 0,0265} = 2,32 \text{ м,}$$

где S — длина хорды;

$$S = D_k \sin \frac{\varphi}{2} = 0,435 \cdot \sin \frac{116}{2} = 0,369 \text{ м.}$$

27. Коэффициент теплоотдачи от масла к стенке трубки

$$\alpha_m = 550 \sqrt{\frac{v_{cp}}{t - d_n}} (1 + 0,006 t'_{cp}) = 550 \sqrt{\frac{0,303}{13,5 - 10}} (1 + 0,006 \cdot 46) = 208 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C.}$$

28. Коэффициент теплопроводности мельхиоровых трубок (по табл. 38) $\lambda = 25$ ккал/м·час $^\circ\text{C}$.

29. Коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающей воде

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_m} + \frac{d_n - d_b}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_b} \cdot \frac{2d_n}{d_n + d_b}} = \frac{1}{\frac{1}{208} + \frac{0,01 - 0,008}{2 \cdot 25} + \frac{1}{2440} \cdot \frac{2 \cdot 0,01}{0,01 + 0,008}} = 188 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C.}$$

30. Необходимая поверхность охлаждения маслоохладителя

$$F = \frac{Q}{\Delta t k} = \frac{132000}{28 \cdot 188} = 25,1 \text{ м}^2.$$

31. Расстояние между трубными досками или эффективная длина трубок

$$l = n_1 h + N \delta = 12 \cdot 0,094 + 11 \cdot 0,003 = 1,163 \text{ м,}$$

где $\delta = 0,003$ м — толщина перегородок.

32. Полная поверхность охлаждения маслоохладителя

$$F_d = \pi d_n l n = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 1,163 \cdot 778 = 28,6 \text{ м}^2.$$

§ 20. РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ВОЗДУХА

Исходные данные для расчета

Производительность подогревателя при температуре $t = 15^\circ\text{C}$:
 $G_n = 5000 \text{ м}^3/\text{час}$.

Температура воздуха, поступающего в подогреватель,
 $t_1 = -25^\circ\text{C}$.

Температура воздуха, выходящего из подогревателя,
 $t_2 = +15^\circ\text{C}$.

Давление греющего пара $p_n = 5 \text{ атм}$.

Принимаем

Коэффициент использования тепла $\gamma = 0,98$.

Трубки латунные диаметром $d_n/d_n = 10/8 \text{ мм}$.

Число ходов в трубках $z = 1$.

Шаг трубок по ширине пучка $s_1 = 15 \text{ мм}$.

Шаг трубок по глубине пучка $s_2 = 12,5 \text{ мм}$.

Определяем (по табл. 1—3 приложений)

Температуру греющего пара $t_s = 151,1^\circ\text{C}$.

Скрытую теплоту парообразования $r = 504,2 \text{ ккал/кг}$.

Ход расчета

1. Средняя температура воздуха

$$t_{cp} = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(-25 + 15) = -5^\circ\text{C}.$$

2. По табл. 5 приложений при t_{cp} определяем:

1) кинематическую вязкость воздуха $\nu = 12,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$;

2) коэффициент теплопроводности $\lambda = 2,02 \cdot 10^{-2} \text{ ккал/м-час}^\circ\text{C}$;

3) теплоемкость воздуха $c_p = 0,241 \text{ ккал/кг}^\circ\text{C}$;

4) удельный вес воздуха $\gamma = 1,280 \text{ кг/м}^3$;

5) удельный вес воздуха при $t = 15^\circ\text{C}$: $\gamma_{15} = 1,185 \text{ кг/м}^3$.

3. Весовое количество воздуха, проходящего через подогреватель,

$$G'_n = G_n \gamma_{15} = 5000 \cdot 1,185 = 5930 \text{ кг/час}.$$

4. Объемное количество воздуха при t_{cp}

$$G''_n = \frac{G'_n}{\gamma} = \frac{5930}{1,280} = 4650 \text{ м}^3/\text{час}.$$

5. Количество тепла, потребное для нагрева воздуха,

$$Q = G'_n c_p (t_2 - t_1) = 5930 \cdot 0,241 (15 + 25) = 57\,200 \text{ ккал/час}.$$

6. Расход пара на подогрев воздуха

$$G_n = \frac{Q}{r_1} = \frac{57200}{504,2 \cdot 0,98} = 116 \text{ кг/час}.$$

7. Температурный напор между паром и воздухом

$$\Delta t = t_s - t_{cp} = 151,1 + 5 = 156,1^\circ\text{C}.$$

8. Предварительно принимаем следующие конструктивные размеры подогревателя, руководствуясь выполняемым эскизом:

Число рядов трубок по глубине пучка:

с четным количеством трубок $m_1 = 3$

с нечетным количеством трубок $m_2 = 2$

Число трубок в четном ряду $n_1 = 30$

Число трубок в нечетном ряду $n_2 = 29$

Расстояние между трубными досками $l = 0,68 \text{ м}$

Расстояние от стенки корпуса до крайней трубки $\delta = 0,003 \text{ м}$

9. Размер сечения корпуса для прохода воздуха по ширине пучка

$$b = (n_1 - 1) s_1 + d_n + 2\delta = (30 - 1) 0,015 + 0,01 + 2 \cdot 0,003 = 0,45 \text{ м}.$$

10. Площадь живого сечения для прохода воздуха

$$f = \left(b - \frac{m_1 n_1 + m_2 n_2}{m_1 + m_2} d_n \right) l = \left(0,45 - \frac{3 \cdot 30 + 2 \cdot 29}{3 + 2} 0,01 \right) 0,68 = 0,1049 \text{ м}^2.$$

11. Средняя скорость воздуха в подогревателе

$$v = \frac{G''_n}{3600f} = \frac{4650}{3600 \cdot 0,1049} = 12,3 \text{ м/сек}.$$

12. Критерий Рейнольдса для воздуха

$$Re = \frac{v d_n}{\nu} = \frac{12,3 \cdot 0,01}{12,9 \cdot 10^{-6}} = 9550.$$

13. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху для поперечного обтекания трубок шахматного расположения определяется по формуле

$$\alpha = c \varepsilon \frac{\lambda}{d_n} Re^n = 1,15 \cdot 0,223 \frac{2,02 \cdot 10^{-2}}{0,01} 9550^{0,6} = 127 \text{ ккал/м}^2\text{-час}^\circ\text{C},$$

где ζ — коэффициент (по табл. 9) при $\frac{s_1}{d_n} = \frac{15}{10} = 1,5$:

$$\zeta = 1 + 0,1 \frac{s_1}{d_n} = 1 + 0,1 \frac{15}{10} = 1,15;$$

ϵ — коэффициент по табл. 9 как средний для пяти рядов:

$$\epsilon = \frac{n' + n'' + 3n'''}{5} = \frac{0,15 + 0,20 + 3 \cdot 0,255}{5} = 0,223;$$

$n = 0,6$ — показатель степени по табл. 9.

14. Коэффициент теплопередачи от пара к воздуху

$$k \approx \alpha = 127 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}.$$

15. Необходимая поверхность нагрева подогревателя

$$F = \frac{Q}{\Delta tk} = \frac{59100}{156,1 \cdot 127} \approx 3,0 \text{ м}^2.$$

16. Принятая поверхность по предварительным размерам

$$F_{\phi} = (m_1 n_1 + m_2 n_2) \pi d_n l = (30 \cdot 3 + 29 \cdot 2) 3,14 \cdot 0,01 \cdot 0,68 = 3,16 \text{ м}^2.$$

В случае расхождения более чем на -5 — $+10\%$ между необходимой поверхностью и поверхностью, принятой по предварительным размерам, следует изменить принятые размеры и вновь произвести расчет.

При установке подогревателей воздуха в специальных выгородках, из которых вентиляторы подают воздух в обслуживаемые помещения, коэффициент использования тепла принимается $\eta = 1,0$.

§ 21. РАСЧЕТ ОХЛАДИТЕЛЯ ВОЗДУХА

Исходные данные для расчета

Производительность охладителя при температуре $t = 15^\circ \text{C}$, $G_n = 3000 \text{ м}^3/\text{час}$.

Температура воздуха, поступающего в охладитель, $t_1 = 27^\circ \text{C}$.

Температура воздуха, выходящего из охладителя, $t_2 = 18^\circ \text{C}$.

Температура рассола, поступающего в охладитель, $t_3 = 7,5^\circ \text{C}$.

Температура рассола, выходящего из охладителя, $t_4 = 10,5^\circ \text{C}$.

Принимаем

Трубки латунные диаметром $d_n/d_n = 16/14 \text{ мм}$.

Число ходов рассола в трубках $z = 2$.

Шаг трубок по ширине пучка $s_1 = 22 \text{ мм}$.

Шаг трубок по глубине пучка $s_2 = 20 \text{ мм}$.

Теплоемкость рассола $c_p' = 0,93 \text{ ккал/кг} \cdot \text{°C}$.

Удельный вес рассола $\gamma_p = 1,025 \text{ т/м}^3$.

Ход расчета

1. Средняя температура воздуха

$$t'_{cp} = 0,5 (t_1 + t_2) = 0,5 (27 + 18) = 22,5^\circ \text{C}.$$

2. По табл. 5 приложений при t'_{cp} определяем:

1) теплоемкость воздуха $c_p = 0,242 \text{ ккал/кг} \cdot \text{°C}$;

2) коэффициент теплопроводности $\lambda = 2,18 \cdot 10^{-2} \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{°C}$;

3) кинематическую вязкость $\nu = 15,93 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$.

4) удельный вес $\gamma = 1,155 \text{ кг/м}^3$;

5) удельный вес при $t = 15^\circ \text{C}$, равный $\gamma_{15} = 1,185 \text{ кг/м}^3$.

3. Весовое количество воздуха, проходящего через охладитель,

$$G'_n = G_n \gamma_{15} = 3000 \cdot 1,185 = 3560 \text{ кг/час}.$$

4. Объемное количество воздуха при t'_{cp}

$$G''_n = \frac{G'_n}{\gamma} = \frac{3560}{1,155} = 3080 \text{ м}^3/\text{час}.$$

5. Количество тепла, отводимое рассолом,

$$Q = G'_n c_p (t_1 - t_2) = 3560 \cdot 0,242 (27 - 18) = 7800 \text{ ккал/час}.$$

6. Средняя температура рассола

$$t''_{cp} = 0,5 (t_3 + t_4) = 0,5 (7,5 + 10,5) = 9^\circ \text{C}.$$

7. Количество рассола, потребное для охлаждения воздуха,

$$W_p = \frac{Q}{c_p (t_4 - t_3)} = \frac{7800}{0,93 (10,5 - 7,5)} = 2800 \text{ кг/час}.$$

8. Предварительно принимаем следующие конструктивные размеры охладителя, руководствуясь выполняемым эскизом:

Число рядов трубок по глубине пучка $m = 16$

Чис о трубок по ширине пучка $n = 18$

Расстояние между трубными досками $l = 0,485 \text{ м}$

Расстояние от стенки корпуса до крайней трубки $b = 0,009 \text{ м}$

9. Размер сечения корпуса для прохода воздуха по ширине пучка

$$b = (n - 1) s_1 + d_n + 2b = (18 - 1) 0,022 + 0,016 + 2 \cdot 0,009 = 0,408 \text{ м}.$$

10. Площадь живого сечения для прохода воздуха

$$f = (b - n d_n) l = (0,408 - 18 \cdot 0,016) 0,485 = 0,0582 \text{ м}^2.$$

11. Средняя скорость воздуха в охладителе

$$v_n = \frac{G_n''}{3600f} = \frac{3080}{3600 \cdot 0,0582} = 14,6 \text{ м/сек.}$$

12. Критерий Рейнольдса для воздуха

$$Re = \frac{v_n d_n}{\nu} = \frac{14,6 \cdot 0,016}{15,93 \cdot 10^{-6}} = 14700.$$

13. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху для поперечного обтекания трубок шахматного расположения определится по формуле

$$\alpha_n = c \epsilon \frac{\lambda}{d_n} Re^n = 1,1375 \cdot 0,245 \frac{2,18 \cdot 10^{-2}}{0,016} 14700^{0,6} = 123 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C},$$

где коэффициент c по табл. 9 при $\frac{s_1}{d_n} = \frac{22}{16} = 1,375$:

$$c = 1 + 0,1 \frac{s_1}{d_n} = 1 + 0,1 \frac{22}{16} = 1,1375;$$

ϵ — коэффициент по табл. 9 как средний для 16 рядов:

$$\epsilon = \frac{0,15 + 0,20 + 14 \cdot 0,255}{16} = 0,245;$$

$n = 0,6$ — показатель степени по табл. 9.

14. Средняя температура стенки трубки

$$t_{ст} = 0,5 (t'_{ст} + t''_{ст}) = 0,5 (22,5 + 9) = 15,75 \text{ °C}.$$

15. Температура граничного слоя со стороны рассола

$$t_{тр} = 0,5 (t_{ст} + t''_{ст}) = 0,5 (15,75 + 9) \approx 12,3 \text{ °C}.$$

16. Скорость рассола в трубках

$$v_p = \frac{W_{p\pi}}{2825 d_p^2 \gamma_{p\pi}} = \frac{2,8 \cdot 2}{2825 \cdot 0,014^2 \cdot 1,025 \cdot 18 \cdot 16} = 0,0342 \text{ м/сек.}$$

17. Критерий Рейнольдса для рассола

$$Re = \frac{v_p d_p}{\nu_p} = \frac{0,0342 \cdot 0,014}{1,23 \cdot 10^{-6}} = 390,$$

где $\nu_p = 1,23 \cdot 10^{-6}$ при $t_{тр} = 12,3 \text{ °C}$ (по табл. 6 приложений).

18. Критерий Прандтля для рассола

$$Pr = \frac{3600 \cdot \nu_p}{a} = \frac{3600 \cdot 1,23 \cdot 10^{-6}}{5,15 \cdot 10^{-4}} = 8,6,$$

где $a = 5,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{час}$ — коэффициент температуропроводности рассола при $t_{тр}$ (по табл. 6 приложений).

19. Критерий Грасгофа для рассола

$$Gr = \frac{g d_n^3 \beta \Delta t}{\nu_p^2} = \frac{9,81 \cdot 0,014^3 \cdot 1,16 \cdot 10^{-4} \cdot 3}{(1,23 \cdot 10^{-6})^2} = 6250,$$

где $\beta = +1,16 \cdot 10^{-4} \text{ 1/°C}$ — коэффициент расширения воды при $t_{тр}$ (по табл. 6 приложений);
 $\Delta t = t_4 - t_8 = 10,5 - 7,5 = 3 \text{ °C}$ — разность температур рассола.

20. Произведение $Gr Pr = 6250 \cdot 8,6 = 5,35 \cdot 10^4$.

21. Коэффициент теплоотдачи от стенки к рассолу для ламинарного потока рассола в трубках

$$\alpha_p = 0,74 \frac{\lambda_p}{d_n} Re^{0,2} (Gr Pr)^{0,1} Pr^{0,2} = 0,74 \frac{0,5}{0,014} 390^{0,2} \cdot 53500^{0,1} \cdot 8,6^{0,2} = 397 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C},$$

где $\lambda_p = 0,5 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{°C}$ — теплопроводность рассола при $t_{тр}$ по данным табл. 6 приложений.

22. Отношение длины трубок к диаметру

$$\frac{l}{d_n} = \frac{0,485}{0,014} = 34,6.$$

23. Поправочный коэффициент ϵ по табл. 6: $\epsilon = 1,036$.

24. Коэффициент теплоотдачи от стенки к рассолу с учетом поправочного коэффициента

$$\alpha'_p = \epsilon \alpha_p = 1,036 \cdot 397 = 412 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}.$$

25. Коэффициент теплопроводности латунных трубок $\lambda = 90 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{°C}$.

26. Коэффициент теплопередачи от воздуха к рассолу

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{d_n - d_b}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha'_p} \frac{2d_n}{d_n + d_b}} = \frac{1}{\frac{1}{123} + \frac{0,016 - 0,014}{2 \cdot 90} + \frac{1}{412} \frac{2 \cdot 0,016}{0,016 + 0,014}} \approx 93 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°C}.$$

27. Средняя логарифмическая разность температур для перекрестного тока воздуха и рассола

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_2) - (t_1' - t_2')}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_2}{t_1' - t_2'}} = \frac{(27 - 10,5) - (18 - 9)}{2,3 \lg \frac{27 - 10,5}{18 - 9}} = 12,35^\circ \text{C}.$$

28. Необходимая поверхность охлаждения

$$F = \frac{Q}{\Delta t k} = \frac{7800}{12,35 \cdot 93} = 6,85 \text{ м}^2.$$

29. Фактическая поверхность охлаждения по предварительно принятым размерам

$$F_{\phi} = \pi d_n l m n = 3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,485 \cdot 16 \cdot 18 \approx 7,0 \text{ м}^2.$$

В случае охлаждения наружного атмосферного воздуха в расчете охладителя следует учитывать влагосодержание воздуха, а также допустимое (заданное) влагосодержание охлажденного воздуха.

В этом случае при выполнении расчета применяется $I-d$ диаграмма влажного воздуха¹.

¹ А. В. Нестеренко, Применение $I-d$ диаграммы в расчетах вентиляции, Стройиздат, 1950.

ГЛАВА III

К РАСЧЕТАМ СОПРОТИВЛЕНИЙ

§ 22. ПОТЕРИ НАПОРА В АППАРАТАХ

Потери напора в аппаратах обуславливаются наличием сопротивлений, которые должна преодолеть движущаяся масса жидкости на своем пути.

Эти сопротивления бывают двух родов: а) сопротивление трения жидкости о стенки, зависящее от физических свойств жидкости, ее скорости, от качества поверхности и размеров трубы; б) местные сопротивления, возникающие в результате изменения направления движения, а также в результате изменения геометрической формы потока жидкости.

При протекании жидкостей различают характер их движения. При прямолинейном направлении движения и достаточно медленном течении жидкости частицы ее движутся прямолинейно и параллельно друг другу. Такое движение называют *струйчатым*, или *ламинарным*.

При больших скоростях, даже в случае прямолинейного направления течения, отдельные частицы жидкости движутся беспорядочно, по кривым линиям и в различных направлениях, причем пути движения частиц постоянно изменяются. Такое движение называют *вихревым*, или *турбулентным*.

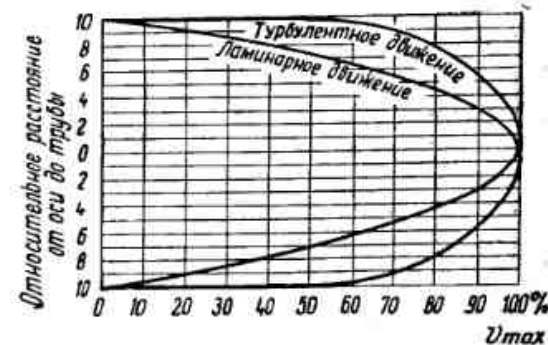


Рис. 55. Схема ламинарного и турбулентного движений жидкости в трубе.

Схема ламинарного и турбулентного потоков жидкости, показывающая распределение скоростей по диаметру трубопровода, представлена на рис. 55.

Критерием, по которому можно судить о характере режима движения потока, является значение числа Рейнольдса. То значение числа Рейнольдса, при котором происходит переход режима из ламинарного в турбулентный, называется *критическим*, а скорость потока, соответствующая критическому числу, называется *критической скоростью*.

Число Рейнольдса (или параметр Рейнольдса) выражается следующей формулой:

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{vd\gamma}{\nu g} \quad (188)$$

где v — скорость среды, м/сек;
 d — диаметр трубы, м;
 ν — кинематическая вязкость, м²/сек;
 γ — удельный вес, кг/м³;
 μ — динамическая вязкость, кг·сек/м²;
 $g = 9,81$ — ускорение силы тяжести, м/сек².

При:

$Re < 2200$ — ламинарный поток;
 $2200 < Re < 10\,000$ — неустойчивое движение;
 $Re > 10\,000$ — турбулентный поток;

Таким образом:

Число 2200 — нижнее критическое число Рейнольдса.
 Число 10 000 — верхнее критическое число Рейнольдса.

Потеря на трение в прямом участке трубы

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2 \gamma}{2g} \text{ кг/м}^2, \quad (189)$$

где λ — коэффициент сопротивления трению;
 l — длина трубы, м;
 d — диаметр трубы, м;
 v — скорость среды, м/сек;
 γ — удельный вес среды, кг/м³.
 $g = 9,81$ — ускорение силы тяжести, м/сек².

Местные потери:

$$\Delta p = \zeta \frac{v^2 \gamma}{2g} \text{ кг/м}^2, \quad (190)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления;
 v — скорость среды за местным препятствием, м/сек;
 γ — удельный вес среды, кг/м³;
 g — ускорение силы тяжести, м/сек².

Сопротивление в трубной системе аппарата:

$$h = z \left(0,031 \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \beta + 1,4 \frac{v^2}{2g} \right) + \frac{v_1^2}{2g} \text{ м вод. ст.} \quad (191)$$

где z — число ходов воды в аппарате;

l — длина трубки, м;

d — внутренний диаметр трубки, м;

v — средняя скорость воды в трубках, м/сек;

g — ускорение силы тяжести, м/сек²;

β — коэффициент, учитывающий влияние средней температуры и скорости воды (принимается по кривым рис. 56);

v_1 — скорость воды в патрубках, м/сек.

В формуле (191) первый член в скобках учитывает потери напора на трение в трубках; второй член в скобках учитывает местные потери в трубках. Потери в патрубках аппарата учитываются последним членом формулы.

На рис. 56 приведены кривые для определения значения коэффициента β в зависимости от средней температуры и скорости воды.

При нагрузках меньше расчетной сопротивление в аппаратах определяется по формуле

$$h' = h \left(\frac{W'}{W} \right)^{1,8} \text{ м вод. ст.}, \quad (192)$$

где W, W' — расход воды соответственно при расчетной и меньших нагрузках, м³/час;

h, h' — гидравлическое сопротивление соответственно при расчетной и меньших нагрузках, м вод. ст.

Гидравлическое сопротивление конденсатора по данным ВТИ:

$$h = z (bLv^{1,75} + 0,135v^{1,5}) \text{ м вод. ст.}, \quad (193)$$

где z — число ходов воды в конденсаторе;

b — коэффициент, зависящий от внутреннего диаметра трубок и средней температуры воды t_{cp} , определяемый по табл. 18;

L — длина трубок, м;

v — скорость воды в трубке, м/сек.

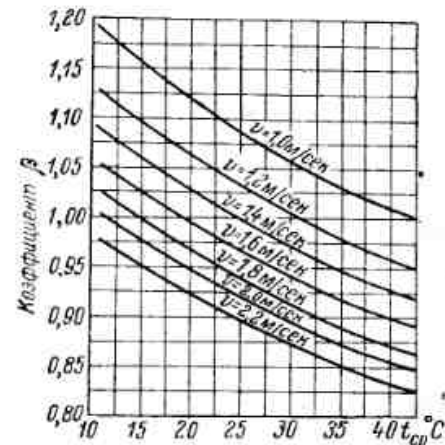


Рис. 56. Значение коэффициента β в зависимости от средней температуры и скорости воды.

При значительном отклонении t_{cp} от $20^\circ C$ указанное в табл. 18 значение b следует умножить на величину $\varphi = 1 + 0,007 (t_{cp} - 20)$.

Таблица 18

Значения коэффициента b

$d_{вн}$, мм	14	16	18	20	22	24	26
b	0,138	0,117	0,101	0,088	0,078	0,070	0,064

Сопротивление в межтрубном пространстве аппарата с поперечными перегородками:

1) в проходах между перегородками

$$\Delta p = \frac{4f m v_1^2 \gamma n}{2g} \text{ кг/м}^2, \quad (194)$$

где f — функция числа Рейнольдса, равная

$$f = 0,75 \left(\frac{a v_1 \gamma}{\nu g} \right)^{-0,2};$$

m — число рядов трубок, пересекаемых потоком среды;

γ — удельный вес среды, кг/м^3 ;

n — число промежутков между перегородками;

a — расстояние (просвет) между рядами трубок, м;

v_1 — скорость жидкости у кромки перегородки, м/сек;

ν — абсолютная вязкость при средней температуре среды, $\text{кг}\cdot\text{сек/м}^2$;

g — ускорение силы тяжести, м/сек^2 .

2) при течении через перегородки

$$\Delta p = \frac{0,0815 u^2 z}{\gamma} \text{ кг/м}^2, \quad (195)$$

где z — число перегородок

u — весовая скорость через перегородку, равная

$$u = v_2 \gamma \text{ кг/м}^2\text{-сек};$$

v_2 — скорость среды над перегородкой, м/сек.

На рис. 57 схематически представлен теплообменный аппарат с поперечными перегородками и схема движения потока жидкости в его межтрубном пространстве.

Сопротивление в трубчатых теплообменниках при протекании среды в межтрубном пространстве параллельно оси трубок определяется обычным путем, как для случая протекания среды по прямым трубкам, причем в формулу подставляется эквивалентный гидравлический диаметр.

Потери напора мазута на 1 пог. м в зависимости от скорости и средней температуры мазута определяются по графику рис. 58. Кривые графика построены по данным испытаний для протекания мазутов М12, М20 и М40 в стальных трубках диаметром 17/13 мм.

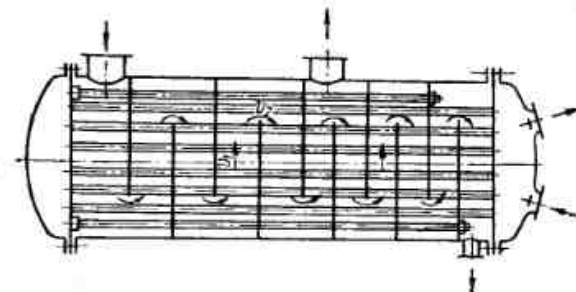


Рис. 57. Схема движения потока жидкости в межтрубном пространстве теплообменного аппарата.

Потери напора на 1 пог. м для тех же марок мазутов при протекании их в таких же трубках с ретардерами в зависимости от скорости и средней температуры мазута определяются

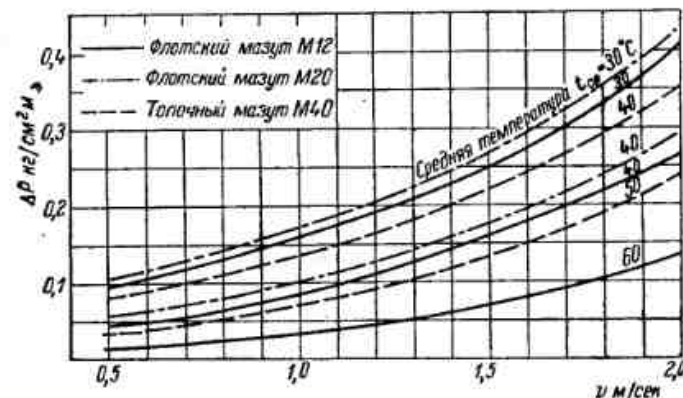


Рис. 58. Кривые потерь напора мазута при протекании в стальных трубках диаметром 17/13 мм.

по графику рис. 59, кривые которого также построены по данным испытаний (о конструкции ретардеров см. стр. 56).

Потери напора масла на 1 пог. м в зависимости от скорости и средней температуры масла определяются по графику рис. 60. Кривые графика построены по данным испытаний для протекания масел марок Т и УТ в медных трубках диаметром 10/8 мм.

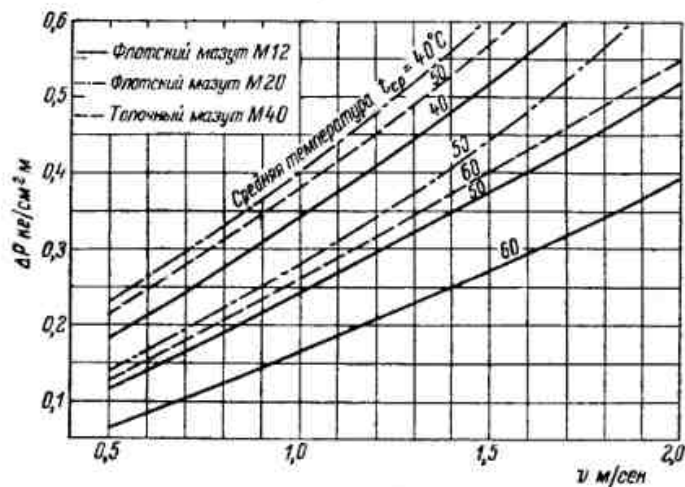


Рис. 59. Кривые потерь напора мазута при протекании в стальных трубах диаметром 17/13 мм с ретардерами.

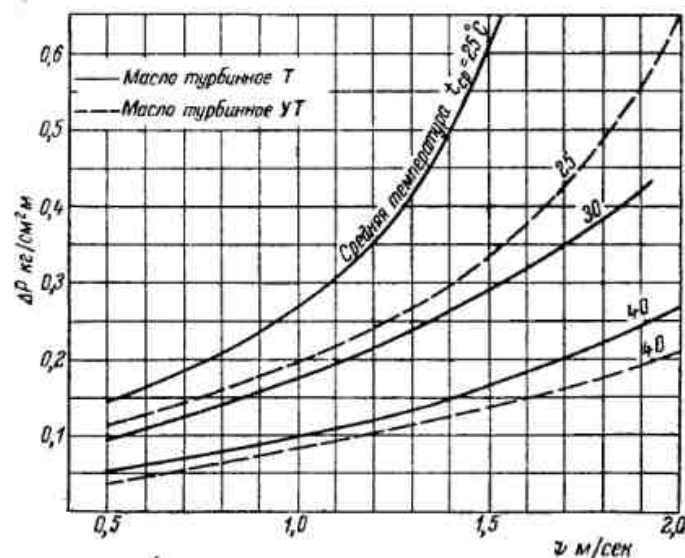


Рис. 60. Кривые потерь напора масла при протекании в медных трубах диаметром 10/8 мм.

Сопротивление в пучке труб, омываемых поперечным потоком воздуха (газа):

$$1) \text{ в шахматных пучках при } \varepsilon = \frac{1 - \frac{d}{t_2}}{\frac{t_1}{d} - 1} \leq 0,53$$

$$\Delta p = 2,8(z+1) \operatorname{Re}^{-0,25} \frac{\gamma v^2}{2g} \text{ кг/м}^2 \text{ или мм вод. ст.}; \quad (196)$$

$$\text{при } \varepsilon = \frac{1 - \frac{d}{t_2}}{\frac{t_1}{d} - 1} > 0,53$$

$$\Delta p = 3,86(z+1) \sqrt{\frac{1-d/t_2}{t_1/d-1}} \operatorname{Re}^{-0,25} \frac{\gamma v^2}{2g} \text{ кг/м}^2 \text{ или мм вод. ст.}; \quad (197)$$

$$2) \text{ в коридорных пучках при } \varepsilon = \frac{\frac{t_2}{d} - 0,8}{\frac{t_1}{d} - 1} \leq 1$$

$$\Delta p = 0,53 \left(\frac{t_2/d - 0,8}{t_1/d - 1} \right)^{2,5} z \operatorname{Re}^m \frac{\gamma v^2}{2g} \text{ кг/м}^2 \text{ или мм вод. ст.}; \quad (198)$$

$$\text{при } \varepsilon = \frac{\frac{t_2}{d} - 0,8}{\frac{t_1}{d} - 1} \geq 1$$

$$\Delta p = 0,53 \left(\frac{t_2/d - 0,8}{t_1/d - 1} \right)^2 z \operatorname{Re}^m \frac{\gamma v^2}{2g} \text{ кг/м}^2 \text{ или мм вод. ст.}, \quad (199)$$

где m — показатель степени; при $\varepsilon = \frac{t_2}{d} \geq 1,24$

$$m = 0,88 \left(\frac{t_1/d - 1}{t_2/d - 1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1;$$

$$\text{при } \varepsilon = \frac{t_2}{d} < 1,24$$

$$m = 0,88 \left(\frac{t_2/d}{1,24} \right)^{0,7} \left(\frac{t_1/d - 1}{t_2/d - 1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1.$$

Сопротивление, учитывающее поправку на изменение скоростного напора в связи с изменением температуры,

$$\Delta p_t = \frac{2(t_2' - t_2) \gamma v_{cp}^2}{273 + t_{cp}} \frac{\gamma v_{cp}^2}{2g} \text{ кг/м}^2 \text{ или мм вод. ст.} \quad (200)$$

Здесь d — наружный диаметр труб, см;

t_1 — шаг трубок в ряду (по ширине пучка), см;

t_2 — шаг трубок между рядами (по глубине пучка), см;

t_2 — диаметральный шаг трубок, см;
 z — число рядов трубок в пучке;
 v — наибольшая скорость в пучке, м/сек;
 $v_{ср}$ — средняя скорость воздуха, м/сек;
 $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести;
 γ — удельный вес воздуха, кг/м³;
 t_1 — температура воздуха при входе, °С;
 t_2 — температура воздуха при выходе, °С;
 Re — число Рейнольдса.

Формулы (196) — (200) применимы при Re от 6000 до 60 000 и по шагам труб:

1) для шахматных пучков

$$0,25 \leq \frac{1 - \frac{d}{t_2}}{\frac{t_1}{d} - 1} \leq 2,5;$$

2) для коридорных пучков

$$0,2 \leq \frac{\frac{t_2}{d} - 0,8}{\frac{t_1}{d} - 1} \leq 6,5.$$

Формулы (196) — (200) справедливы для сопротивлений при угле атаки $\psi = 90^\circ$. С уменьшением угла атаки сопротивления убывают. Значения поправочного коэффициента $\epsilon = \frac{\Delta p_\psi}{\Delta p_{90}}$ приведены в табл. 19.

Таблица 19

Значения поправочного коэффициента ϵ для угла атаки

ψ°	90	80	70	60	50	40	30	10
ϵ	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

Паровое сопротивление конденсаторов:

$$\Delta p = \mu \frac{u^2}{v} \text{ мм рт. ст.}, \quad (201)$$

где u — скорость пара в конденсаторе, м/сек [см. формулу (86)];

v — удельный объем пара, м³/кг;

μ — коэффициент парового сопротивления:

Для нерегенеративных конденсаторов с разбивкой
 трубной доски по треугольнику 0,04
 Для нерегенеративных конденсаторов с комбини-
 рованной разбивкой трубной доски 0,03
 Для регенеративных конденсаторов с разбивкой
 трубной доски по треугольнику 0,018
 Для регенеративных конденсаторов с комбини-
 рованной разбивкой трубной доски 0,012

Предельно допустимое сопротивление конденсатора. Нормально величина парового сопротивления конденсатора не должна превосходить данных, приведенных в табл. 20.

Таблица 20

Паровое сопротивление конденсатора

Диаметр конденсатора D , м	1,8	2,4	3,0	Свыше 3,0
Допускаемое сопротивление Δp , мм рт. ст.	3,8	4,5	5,0	6,5

Точный расчет сопротивлений выполнить практически невозможно. В ответственных случаях сопротивление должно определяться опытным путем.

§ 23. КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЮ

Коэффициенты сопротивления трению могут быть определены по следующим формулам.

Для жидкостей:

1) ламинарный поток — число Рейнольдса $Re \leq 2200$

$$\lambda = \frac{64}{Re}; \quad (202)$$

2) трубы с гладкими стенками — число Рейнольдса $Re \leq 100\,000$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt{Re}}, \quad (203)$$

где Re — число Рейнольдса — см. формулу (188).

Значения коэффициента λ , вычисленного по формуле (203), приведены в табл. 21.

Таблица 21

Значения коэффициента λ

$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ
2	0,0472	10	0,0316	50	0,0212	250	0,0142	700	0,0109
3	0,0427	15	0,0295	60	0,0202	300	0,0135	800	0,0106
4	0,0401	20	0,0266	70	0,0195	350	0,0130	1000	0,0100
5	0,0376	25	0,0252	80	0,0188	400	0,0126	1500	0,0094
6	0,0359	30	0,0240	100	0,0177	450	0,0121	2000	0,0084
7	0,0346	35	0,0231	150	0,0161	500	0,0119	2500	0,00795
8	0,0335	40	0,0224	200	0,0150	600	0,0114	3000	0,0076

На рис. 61 приведена номограмма для определения потерь давления в зависимости от скорости воды и диаметра гладких трубок.

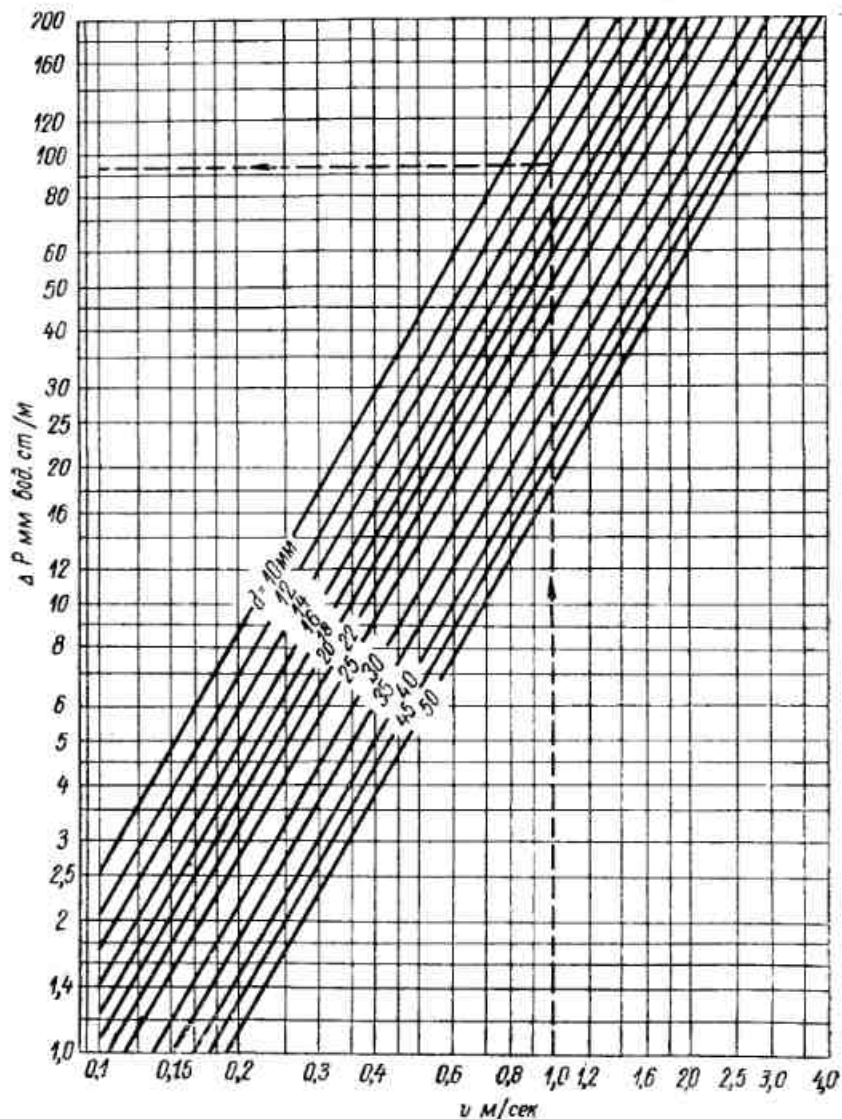


Рис. 61. Номограмма для определения потерь напора в гладких трубках в зависимости от скорости воды и диаметра трубок.

Для нефтепродуктов:

$$\lambda = 0,02 + \frac{1,7}{\sqrt{Re}} \quad (204)$$

Для воздуха:

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{d}, \quad (205)$$

где d — внутренний диаметр трубки, мм.

Для водяного пара при Re от $0,5 \cdot 10^6$ до $7 \cdot 10^6$ и для жидкости при $Re > 100\,000$

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{r}{k}\right)^2}, \quad (206)$$

где r — внутренний радиус трубки, мм;

$k = 0,064 \div 0,10$ — абсолютная шероховатость, мм.

Для газов и водяного пара при трубках с шероховатыми стенками и числе Рейнольдса $Re < 500\,000$

$$\lambda = \frac{0,08186}{d^{0,133}} Re^{-0,148}, \quad (207)$$

где d — внутренний диаметр трубки, мм.

Для простоты подсчета преобразуем формулу (207):

$$\lambda = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}; \quad \lambda_1 = \frac{0,08186}{d^{0,133}}; \quad \lambda_2 = Re^{0,148}.$$

Значения λ_1 и λ_2 , вычисленные по полученным формулам, приведены в табл. 22 и 23.

Таблица 22

Значения λ_1

d	λ_1	d	λ_1	d	λ_1	d	λ_1	d	λ_1
0,005	0,1656	0,070	0,1167	0,135	0,1068	0,200	0,1015	0,28	0,0970
0,010	0,1511	0,075	0,1156	0,140	0,1063	0,205	0,1011	0,29	0,0965
0,015	0,1431	0,080	0,1147	0,145	0,1058	0,210	0,1008	0,30	0,0961
0,020	0,1378	0,085	0,1136	0,150	0,1054	0,215	0,1005	0,31	0,0957
0,025	0,1346	0,090	0,1128	0,155	0,1050	0,220	0,1002	0,32	0,0953
0,030	0,1305	0,095	0,1121	0,160	0,1046	0,225	0,0999	0,33	0,0949
0,035	0,1279	0,100	0,1113	0,165	0,1041	0,230	0,0996	0,34	0,0945
0,040	0,1256	0,105	0,1105	0,170	0,1037	0,235	0,0993	0,35	0,0941
0,045	0,1237	0,110	0,1098	0,175	0,1033	0,240	0,0990	0,36	0,0938
0,050	0,1219	0,115	0,1092	0,180	0,1028	0,245	0,0987	0,37	0,0934
0,055	0,1205	0,120	0,1086	0,185	0,1025	0,250	0,0985	0,38	0,0931
0,060	0,1191	0,125	0,1080	0,190	0,1022	0,255	0,0980	0,39	0,0928
0,065	0,1178	0,130	0,1074	0,195	0,1018	0,260	0,0975	0,40	0,0925

Значения λ_2

Re 10^{-3}	λ_2	Re 10^{-3}	λ_2	Re 10^{-3}	λ_2	Re 10^{-3}	λ_2	Re 10^{-3}	λ_2
4	3,413	21	4,364	38	4,762	55	5,032	90	5,412
5	3,527	22	4,391	39	4,782	56	5,042	100	5,496
6	3,623	23	4,424	40	4,799	57	5,085	110	5,572
7	3,707	24	4,447	41	4,815	58	5,070	120	5,647
8	3,783	25	4,474	42	4,832	59	5,083	130	5,709
9	3,847	26	4,502	43	4,851	60	5,096	140	5,781
10	3,909	27	4,528	44	4,867	61	5,107	150	5,833
11	3,964	28	4,550	45	4,883	62	5,120	160	5,894
12	4,014	29	4,573	46	4,899	63	5,131	170	5,944
13	4,063	30	4,596	47	4,918	64	5,143	180	5,998
14	4,110	31	4,621	48	4,932	65	5,156	190	6,044
15	4,150	32	4,642	49	4,945	66	5,168	200	6,091
16	4,189	33	4,663	50	4,963	67	5,179	250	6,295
17	4,227	34	4,684	51	4,975	68	5,192	300	6,464
18	4,266	35	4,704	52	4,989	69	5,202	400	6,747
19	4,297	36	4,722	53	5,008	70	5,214	500	6,974
20	4,331	37	4,742	54	5,015	80	5,319	600	7,163

Для гибких рукавов

$$\lambda = 2gk, \quad (208)$$

где g — ускорение силы тяжести, m/sec^2 ;
 k — коэффициент, равный:

Для очень гладких резиновых рукавов	0,00086
Для обыкновенных резиновых рукавов	0,000899
Для очень гладких внутри прорезиненных рукавов	0,000884
Для очень шероховатых прорезиненных рукавов	0,00163
Для обыкновенных пеньковых рукавов	0,00213
Для лучшего кожаного рукава	0,00317

§ 24. КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯ

1. Значения коэффициентов местных сопротивлений в межтрубном пространстве аппарата без перегородок при протекании среды в перпендикулярном направлении к расположению трубок могут быть определены:

1) при турбулентном и ламинарном движении газа

$$\zeta = 3m \left(\frac{\mu}{avp} \right)^{0,2} \quad (209)$$

или

$$\zeta = 3m \left(\frac{1}{Re} \right)^{0,2};$$

2) при турбулентном движении жидкости

$$\zeta = 4f \frac{l}{d_h}; \quad (210)$$

3) при ламинарном движении жидкости

$$\zeta = 106 \frac{l}{d_h} \frac{\mu}{v d_{hp}}. \quad (211)$$

Здесь m — число рядов трубок, расположенных перпендикулярно потоку среды; μ — абсолютная вязкость среды, $kg \cdot sec/m^2$; $a = t - d$ — расстояние (просвет) между рядами трубок, m (здесь t — шаг трубок, m ; d — наружный диаметр трубок, m); v — максимальная скорость среды через минимальное поперечное сечение, m/sec ; ρ — плотность среды, $kg \cdot sec^2/m^4$; Re — число Рейнольдса [по формуле (188)]; f — коэффициент внешнего трения (по данным табл. 24); l — длина пучка трубок в направлении течения, m ; d_h — гидравлический диаметр, m [по формуле (173)].

Таблица 24

Значения коэффициента внешнего трения f

Re	f при охлаждении	f при $t = const$	f при нагревании	Re	f при охлаждении	f при $t = const$	f при нагревании
2	30,6	11,3	6,58	1 000	0,153	0,141	0,136
10	5,85	2,47	1,67	5 000	0,104	0,111	0,104
50	1,17	0,565	0,447	10 000	0,098	0,102	0,095
100	0,630	0,315	0,275	15 000	0,093	0,095	0,087
200	0,364	0,212	0,193	20 000	0,088	0,090	0,082
500	0,204	0,156	0,153				

2. Значения коэффициентов местных сопротивлений для местных препятствий теплообменных аппаратов могут быть приняты по табл. 25.

Значения коэффициентов местных сопротивлений ζ

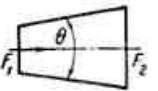
Наименование местного препятствия в аппарате	Значение коэффициента
Входные и выходные камеры	1,5
Поворот на 180° внутри камеры при переходе из одного пучка трубок в другой	2,5
Поворот на 180° при переходе из одной секции в другую через колено	2,0
Вход в межтрубное пространство перпендикулярно трубкам	1,5
Переход из одной секции в другую под углом в 90° в межтрубном пространстве	2,5
Поворот на 180° около тонкой перегородки внутри межтрубного пространства	1,5
Поворот на 180° в V-образной трубке	0,5
Отгибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5
Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1,0

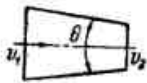
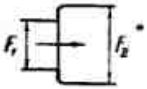
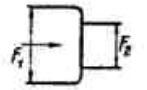
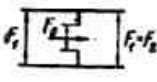
Рекомендуемые в табл. 25 коэффициенты местных сопротивлений отнесены к скорости среды в трубках или между трубками.

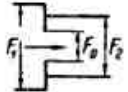
3. Значения коэффициентов местных сопротивлений для различных местных препятствий систем трубопроводов могут быть определены по табл. 26. Эти коэффициенты даны для скорости среды за местным препятствием.

Таблица 26

Коэффициенты местных сопротивлений трубопроводов

Наименование и эскиз	Формулы и таблицы значений коэффициента ζ									
Переходный расходящийся конус 	$\zeta = k \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2$									
	θ	k	θ	k	θ	k	θ	k	θ	k
	5°	0,13	20°	0,41	45°	0,98	70°	1,13	100°	1,06
	10°	0,17	30°	0,71	50°	1,03	80°	1,10	120°	1,05
	15°	0,26	40°	0,90	60°	1,12	90°	1,07	140°	1,04

Наименование и эскиз	Формулы и таблицы значений коэффициента ζ											
	Переходный сходящийся конус 	θ	7°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°		
ζ		0,16	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28			
θ		45°	50°	55°	60°	65°	70°	75°	80°			
ζ		0,30	0,31	0,31	0,32	0,33	0,34	0,34	0,35			
Внезапное расширение 	$\zeta = \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right)^2$											
	$\frac{F_1}{F_2}$	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
	ζ	0	0,01	0,04	0,09	0,16	0,25	0,36	0,49	0,64	0,81	1
Внезапное сужение 	$\frac{F_2}{F_1}$	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	0,30	0,25	0,20	0,15	0,09	0
Диафрагма в трубе 	$\frac{F_D}{F_2}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
	ζ	226	47,8	17,5	7,8	3,75	1,80	0,80	0,29	0,06	0,00	

Наименование и эскиз	Формулы и таблицы значений коэффициента ζ										
Днафрагма при входе в трубу 	а) случай „совершенного“ сжатия ($F_1 > 20F_0$)										
	$\frac{F_0}{F_2}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	ζ	232	51,0	19,8	9,61	5,26	3,08	1,88	1,17	0,73	0,48
	б) случай „несовершенного“ сжатия ($F_1 < 20F_0$) $\zeta = \left(\frac{F_2}{EF_0 - 1} \right)^2$ (значение E определено ниже)										
	$\frac{F_0}{F_2}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
E	0,62	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,76	0,81	0,89	1,0	

§ 25. КОЭФФИЦИЕНТЫ ИСТЕЧЕНИЯ

При истечении жидкости из отверстий различной формы имеют место потери, уменьшающие действительный расход жидкости, вычисляемый по формуле (89), и действительную скорость истечения, определяемую по формуле (78).

Эти потери обуславливаются сжатием струи жидкости, т. е. уменьшением сечения, и появлением трения в отверстии при вытекании из него реальной жидкости.

Действительный расход и скорость жидкости исчисляются с учетом потерь, которые оцениваются посредством введения в расчетные формулы (78) и (89) коэффициентов истечения в виде множителей.

Под коэффициентом истечения подразумевают:






1. Коэффициент сжатия ϵ , равный отношению площади сечения струи к площади отверстия, из которого вытекает жидкость.

2. Коэффициент скорости φ , равный отношению действительной скорости истечения к теоретической с учетом трения в отверстии.

3. Коэффициент расхода μ , равный произведению коэффициентов сжатия и скорости.

4. Коэффициент сопротивления ζ , определяемый в § 24.

Значения коэффициентов истечения для различной формы отверстий и насадок приведены в табл. 27, зависимость между

Наименование и эскиз	Значения коэффициентов			
	μ	φ	ϵ	ζ
Отверстие в тонкой стенке 	0,62	0,97	0,64	0,06
Длинный насадок Вентури 	0,82	0,82	1,0	0,5
Насадок 	0,48	0,48	1,0	—
Насадок Борда 	0,71	0,71	1,0	1,0
Насадок по форме сжатой струи 	0,97	0,97	1,0	—

Наименование и эскиз	Значения коэффициентов							
	θ	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°
Насадок Вентури под углом 	μ	0,815	0,80	0,782	0,764	0,731	0,731	0,719
Конический насадок 	Наилучший угол конусности 13°							
	θ	μ	φ	ε	θ	μ	φ	ε
	0°	0,829	0,829	—	16°	0,938	0,969	—
	1°	0,852	0,852	—	20°	0,922	0,971	—
	3°	0,892	0,892	—	25°	0,908	0,974	—
	5°	0,92	0,92	1,0	30°	0,896	0,975	—
	10°	0,937	0,949	—	35°	0,883	0,977	—
	13°	0,945	0,961	0,99	45°	0,857	0,883	0,88

Обозначения:
 μ — коэффициент расхода; φ — коэффициент скорости; ε — коэффициент сопротивления;
 ε — коэффициент сжатия.

коэффициентами ζ и φ в табл. 28, между коэффициентами μ , φ и ε — по формулам:

$$\mu = \varepsilon \varphi; \quad \varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta}}; \quad \varepsilon = \frac{F_1}{F_2}, \quad (212)$$

где F_1 — площадь сжатого сечения;
 F_2 — площадь отверстия.

Значения коэффициентов для малых отверстий близки к следующим: $\zeta = 0,06$; $\varphi = 0,97$; $\varepsilon = 0,64$; $\mu = 0,62$.

Таблица 28

Зависимость между коэффициентами ζ и φ

ζ	φ	ζ	φ	ζ	φ	ζ	φ	ζ	φ	ζ	φ
0,02	0,99	0,15	0,93	0,50	0,82	1,50	0,63	4,50	0,43	9,00	0,32
0,04	0,98	0,18	0,92	0,60	0,80	2,00	0,58	5,00	0,41	10,0	0,30
0,06	0,97	0,20	0,91	0,70	0,77	2,50	0,54	5,50	0,39		
0,08	0,96	0,25	0,89	0,80	0,75	3,00	0,50	6,00	0,38		
0,10	0,95	0,30	0,88	0,90	0,73	3,50	0,47	7,00	0,35		
0,13	0,94	0,40	0,85	1,00	0,71	4,00	0,45	8,00	0,33		

ГЛАВА IV

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ СОПРОТИВЛЕНИЙ В АППАРАТАХ

§ 26. РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЙ В ТРУБНОЙ ЧАСТИ АППАРАТОВ

Гидравлическое сопротивление конденсатора

Исходные данные для расчета (из теплового расчета)

- Расход охлаждающей воды $D = 150$ т/час.
- Скорость охлаждающей воды в трубках $v_1 = 1,6$ м/сек.
- Средняя температура охлаждающей воды $t_{ср} = 24,2^\circ \text{C}$.
- Удельный вес охлаждающей воды $\gamma = 1,025$ т/м³.
- Число ходов воды в трубках $z = 2$.
- Длина трубок между трубными досками $l = 1,35$ м.
- Толщина трубной доски $s = 0,02$ м.
- Внутренний диаметр трубок $d_n = 0,014$ м.

Ход расчета

1. Внутренний диаметр патрубков входа и выхода воды принимаем $d_1 = 0,15$ м.
2. Скорость охлаждающей воды в патрубках

$$v_2 = \frac{D}{2825 d_1^2 \gamma} = \frac{150}{2825 \cdot 0,15^2 \cdot 1,025} = 2,3 \text{ м/сек.}$$

3. Полная длина трубок

$$L = l + 2s = 1,35 + 2 \cdot 0,02 = 1,39 \text{ м.}$$

4. Значение поправочного коэффициента β на среднюю температуру и скорость охлаждающей воды (по графику рис. 56): $\beta = 0,965$.

5. Гидравлическое сопротивление конденсатора

$$h = z \left(0,031 \frac{L}{d_n} \frac{v_1^2}{2g} \beta + 1,4 \frac{v_1^2}{2g} \right) + \frac{v_2^2}{2g} =$$

$$= 2 \left(0,031 \frac{1,39}{0,014} \cdot \frac{1,6^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,965 + 1,4 \frac{1,6^2}{2 \cdot 9,81} \right) + \frac{2,3^2}{2 \cdot 9,81} =$$

$$= 1,41 \text{ м вод. ст.}$$

Гидравлическое сопротивление конденсатора по формуле ВТИ:

$$h = z (bL v_1^{1,75} + 0,135 v_1^{1,5}) =$$

$$= 2 (0,138 \cdot 1,39 \cdot 1,6^{1,75} + 0,135 \cdot 1,6^{1,5}) = 1,48 \text{ м вод. ст.},$$

где $b = 0,138$ — коэффициент, зависящий от диаметра трубок d_n и средней температуры охлаждающей воды t_{cp} , определяемый по табл. 18.

Гидравлическое сопротивление подогревателя питательной воды

Исходные данные для расчета
(из теплового расчета)

Скорость воды в трубках $v_1 = 1,7$ м/сек.
Удельный вес воды $\gamma = 0,974$ т/м³.
Число ходов воды в трубках $z = 6$.
Средняя длина трубок в ходу $l = 1,8$ м.
Толщина трубной доски $s = 0,05$ м.
Внутренний диаметр трубки $d_n = 0,013$ м.
Число Рейнольдса $Re = 56\,800$.

Ход расчета

1. Полная длина трубки в ходу

$$L = l + 2s = 1,8 + 2 \cdot 0,05 = 1,9.$$

2. Коэффициент сопротивления трению для воды

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{56\,800}} = 0,0205.$$

3. Потери на трение в прямом участке трубок

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{zL}{d_n} \frac{v_1^2 \gamma}{2g} = 0,0205 \frac{6 \cdot 1,9}{0,013} \cdot \frac{1,7^2 \cdot 974}{2 \cdot 9,81} = 2600 \text{ кг/м}^2.$$

4. Местные потери при повороте на 180° в V-образной трубке

$$\Delta p_2 = \zeta_1 \frac{z v_1^2 \gamma}{2 \cdot 2g} = 0,5 \frac{6 \cdot 1,7^2 \cdot 974}{2 \cdot 2 \cdot 9,81} = 215 \text{ кг/м}^2,$$

где $\zeta_1 = 0,5$ — коэффициент сопротивления при повороте в V-образной трубке (по табл. 25).

5. Местные потери на поворот в камерах при переходе из одного пучка трубок в другой

$$\Delta p_3 = \zeta_2 \frac{z}{3} \frac{v_1^2 \gamma}{2g} = 2,5 \frac{6}{3} \cdot \frac{1,7^2 \cdot 974}{2 \cdot 9,81} = 717 \text{ кг/м}^2,$$

где $\zeta_2 = 2,5$ — коэффициент сопротивления на поворот в камерах (по табл. 25).

6. Местные потери во входных и выходных камерах

$$\Delta p_4 = \zeta_3 \frac{z}{2} \frac{v_1^2 \gamma}{2g} = 1,5 \cdot 2 \cdot \frac{1,7^2 \cdot 974}{2 \cdot 9,81} = 430 \text{ кг/м}^2,$$

где $\zeta_3 = 1,5$ — коэффициент сопротивления во входных и выходных камерах (по табл. 25).

7. Гидравлическое сопротивление подогревателя питательной воды

$$h = (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4) \cdot 10^{-3} =$$

$$= (2600 + 215 + 717 + 430) \cdot 10^{-3} = 3,962 \text{ м вод. ст.}$$

Гидравлическое сопротивление подогревателя топлива

Исходные данные для расчета (из теплового расчета)

Марка мазута: флотский М20.

Скорость мазута в трубках с ретардерами $v = 0,83$ м/сек.

Средняя температура мазута $t_{cp} = 55^\circ \text{C}$.

Внутренний диаметр V-образной трубки $d_n = 0,013$ м.

Средняя длина трубок в ходу $l = 1,03$ м.

Число ходов мазута в трубках $z = 6$.

Толщина трубной доски $s = 0,035$ м.

Ход расчета

1. Полная длина трубки в ходу

$$L = l + 2s = 1,03 + 2 \cdot 0,035 = 1,1 \text{ м.}$$

2. Потери напора на 1 пог. м в трубках с ретардерами и камерах в зависимости от скорости v и средней температуры t_{cp} мазута М20 определяются по графику рис. 59:

$$\Delta p = 0,21 \text{ кг/см}^2 \cdot \text{м.}$$

3. Гидравлическое сопротивление подогревателя топлива

$$h = \Delta p L z = 0,21 \cdot 1,1 \cdot 6 = 1,39 \text{ кг/см}^2.$$

Паровое сопротивление пароохладителя

Исходные данные для расчета (из теплового расчета)

Скорость пара в трубках $v_n = 49 \text{ м/сек.}$

Удельный вес пара $\gamma_n = 3,22 \text{ кг/м}^3.$

Число ходов пара в трубках $z = 2.$

Средняя длина трубок в ходу $l = 0,53 \text{ м.}$

Внутренний диаметр V-образной трубки $d_n = 0,013 \text{ м.}$

Толщина трубной доски $s = 0,025 \text{ м.}$

Число Рейнольдса $Re = 108500.$

Ход расчета

1. Полная длина трубки в ходу

$$L = l + 2s = 0,53 + 2 \cdot 0,025 = 0,58 \text{ м.}$$

2. Коэффициент сопротивления трению

$$\lambda = \frac{0,08186}{d_n^{0,133}} Re^{-0,148} = \frac{0,08186}{0,013^{0,133}} 108500^{-0,148} = 0,0263.$$

3. Потеря на трение в прямом участке трубок

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{zL}{d_n} \frac{v_n^2 \gamma_n}{2g} = 0,0263 \frac{2 \cdot 0,58}{0,013} \cdot \frac{49^2 \cdot 3,22}{2 \cdot 9,81} = 923 \text{ кг/м}^2.$$

4. Коэффициент сопротивления на поворот пара в трубках (по табл. 25) $\zeta_1 = 0,5.$

5. Местные потери при повороте пара в трубках

$$\Delta p_2 = \zeta_1 \frac{v_n^2 \gamma_n}{2g} = 0,5 \frac{49^2 \cdot 3,22}{2 \cdot 9,81} = 197 \text{ кг/м}^2.$$

6. Коэффициент сопротивления во входной и выходной камерах (по табл. 25) $\zeta_2 = 1,5.$

7. Местные потери при входе в камеры и выходе из них

$$\Delta p_3 = \zeta_2 \frac{2v_n^2 \gamma_n}{2g} = 1,5 \frac{2 \cdot 49^2 \cdot 3,22}{2 \cdot 9,81} = 1180 \text{ кг/м}^2.$$

8. Паровое сопротивление пароохладителя

$$\Delta p = (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3) 10^{-4} = \\ = (923 + 197 + 1180) 10^{-4} = 0,23 \text{ кг/см}^2.$$

§ 27. РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЙ В МЕЖТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ АППАРАТОВ

Паровое сопротивление конденсатора

Исходные данные для расчета (из теплового расчета)

Количество конденсирующегося пара $G_1 = 2700 \text{ кг/час.}$

Количество конденсата, поступающего в конденсатор.

$G_2 = 1640 \text{ кг час.}$

Энтальпия конденсата $q_2 = 133,4 \text{ ккал/кг.}$

Температура конденсации пара $t_s = 53,6^\circ \text{ С.}$

Внутренний диаметр корпуса конденсатора $D_k = 0,592 \text{ м.}$

Наружный диаметр трубок $d_n = 0,016 \text{ м.}$

Шаг расположения трубок $t = 0,026 \text{ м.}$

Расстояние между трубными досками $l = 1,35 \text{ м.}$

Коэффициент заполнения трубной доски $\eta_{тр} = 0,73.$

Определяем (по табл. 1—3 приложений)

Теплоту парообразования при t_s , равную $r = 566,9 \text{ ккал/кг.}$

Удельный объем пара при t_s , равный $v_s = 10,2 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Ход расчета

1. Количество пара, образующегося из конденсата,

$$G_3 = \frac{G_2 (q_2 - t_s)}{r} = \frac{1640 (133,4 - 53,6)}{566,9} = 230 \text{ кг/час.}$$

2. Суммарное количество пара в конденсаторе

$$G = G_1 + G_2 = 2700 + 230 = 2930 \text{ кг/час.}$$

3. Скорость конденсирующегося пара в конденсаторе

$$v = \frac{G v_s}{3600 D_k l \left(1 - \frac{d_n}{t} \sqrt{\eta_{тр}}\right)} = \\ = \frac{2930 \cdot 10,2}{3600 \cdot 0,592 \cdot 1,35 \left(1 - \frac{0,016}{0,026} \sqrt{0,73}\right)} = 22 \text{ м/сек.}$$

4. Коэффициент парового сопротивления для нерегенеративных конденсаторов с разбивкой трубок по треугольнику согласно данным к формуле (201) $\mu = 0,04$.

5. Паровое сопротивление конденсатора

$$\Delta p = \mu \frac{v^2}{v_s} = 0,04 \frac{22^2}{10,2} = 1,9 \text{ мм рт. ст.}$$

Гидравлическое сопротивление пароохладителя

Исходные данные для расчета (из теплового расчета)

Скорость воды в пароохладителе $v_w = 0,79 \text{ м/сек.}$

Внутренний диаметр корпуса $D_k = 0,28 \text{ м.}$

Площадь для прохода воды в межтрубном пространстве $f = 0,01875 \text{ м.}$

Число трубок в ходу $n = 53$.

Наружный диаметр трубок $d_n = 17 \text{ мм.}$

Средняя длина пучка полу-V-образных трубок $l = 0,53 \text{ м.}$

Число ходов воды в корпусе $z = 2$.

Удельный вес воды $\gamma_w = 937,3 \text{ кг/м}^3$.

Динамическая вязкость воды $\mu = 22,2 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2$.

Ход расчета

1. Эквивалентный гидравлический диаметр одного } хода
(половины межтрубного пространства)

$$d_s = \frac{4f}{\pi(0,5D_k + d_n n) + D_k} = \frac{4 \cdot 0,01875}{3,14(0,5 \cdot 0,28 + 0,017 \cdot 53) + 0,28} = 0,0209 \text{ м.}$$

2. Критерий Рейнольдса для воды

$$Re = \frac{v_w d_s \gamma_w}{\mu g} = \frac{0,79 \cdot 0,0209 \cdot 937,3}{22,2 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} = 71 \text{ 000.}$$

3. Коэффициент сопротивления трению для воды

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt{71 \text{ 000}}} = 0,01935.$$

4. Потери на трение на прямых участках межтрубного пространства

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{z l v_w^2 \gamma_w}{d_s 2g} = 0,01935 \frac{2 \cdot 0,53}{0,0209} \cdot \frac{0,79^2 \cdot 937,3}{2 \cdot 9,81} = 29,3 \text{ кг/м}^2.$$

5. Коэффициент сопротивления при повороте на 180° в межтрубном пространстве (по табл. 25) $\zeta_1 = 1,5$.

6. Местные потери при повороте потока на 180°

$$\Delta p_2 = \zeta_1 \frac{v_w^2 \gamma_w}{2g} = 1,5 \frac{0,79^2 \cdot 937,3}{2 \cdot 9,81} = 44,7 \text{ кг/м}^2.$$

7. Коэффициент сопротивления при входе в межтрубное пространство (по табл. 25) $\zeta_2 = 1,5$.

8. Коэффициент сопротивления при выходе из межтрубного пространства (по табл. 25) $\zeta_3 = 1,0$.

9. Местные потери на вход в межтрубное пространство и выход из него

$$\Delta p_3 = (\zeta_2 + \zeta_3) \frac{v_w^2 \gamma_w}{2g} = (1,5 + 1,0) \frac{0,79^2 \cdot 937,3}{2 \cdot 9,81} = 74,5 \text{ кг/м}^2.$$

10. Гидравлическое сопротивление пароохладителя

$$h = (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3) 10^{-3} = (29,3 + 44,7 + 74,5) 10^{-3} \approx 0,15 \text{ м вод. ст.}$$

Гидравлическое сопротивление маслоохладителя

Исходные данные для расчета (из теплового расчета)

Производительность маслоохладителя $D = 16 \text{ т/час.}$

Длина кромки (хорды) перегородки $s = 0,366 \text{ м.}$

Шаг расположения трубок $t = 13,5 \text{ мм.}$

Наружный диаметр трубок $d_n = 10 \text{ мм.}$

Расстояние между корпусом и крайними трубками $y_0 = 15,3 \text{ мм.}$

Число рядов трубок, пересекаемых потоком, $m = 18$.

Число промежутков между перегородками $n = 12$.

Расстояние между перегородками $h = 0,094 \text{ м.}$

Средняя скорость масла между перегородками $v_1 = 0,307 \text{ м/сек.}$

Средняя скорость масла над перегородками $v_2 = 0,307 \text{ м/сек.}$

Кинематическая вязкость масла марки Т при средней температуре $\nu = 57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$

Удельный вес масла при средней температуре $\gamma = 879 \text{ кг/м}^3$.

Площадь сечения для прохода масла над перегородками $f_2 = 0,0164 \text{ м}^2$.

Ход расчета

1. Размер свободного сечения для прохода масла у кромки перегородки

$$b = s - \frac{s - 2y_0 - d_n}{t} d_n = 0,366 - \frac{0,366 - 2 \cdot 0,0153 - 0,01}{0,0135} 0,01 = 0,116 \text{ м.}$$

2. Площадь сечения для прохода масла у кромки перегородки

$$f_1 = bh = 0,116 \cdot 0,094 = 0,0109 \text{ м}^2.$$

3. Скорость масла у кромки перегородки

$$v = \frac{D}{3600 f_{11}} = \frac{16}{3600 \cdot 0,0109 \cdot 0,679} = 0,462 \text{ м/сек.}$$

4. Функция числа Рейнольдса

$$f = 0,75 \left[\frac{v(t - d_n)}{\nu} \right]^{-0,2} = 0,75 \left[\frac{0,462(0,0135 - 0,01)}{57 \cdot 10^{-6}} \right]^{-0,2} = 0,384.$$

5. Потери напора масла в проходах между перегородками

$$\Delta p_1 = \frac{4 f m v^2 \gamma n}{2g} = \frac{4 \cdot 0,384 \cdot 18 \cdot 0,462^2 \cdot 879 \cdot 12}{2 \cdot 9,81} = 3200 \text{ кг/м}^2.$$

6. Потери напора масла при течении через перегородки

$$\Delta p_2 = 0,0815 v_2^2 \gamma (n - 1) = 0,0815 \cdot 0,307^2 \cdot 879 (12 - 1) = 74 \text{ кг/м}^2.$$

7. Потери напора масла при входе в межтрубное пространство и выходе из него

$$\Delta p_3 = (\zeta_1 + \zeta_2) \frac{v_{11}^2}{2g} = (1,5 + 1,0) \frac{0,307^2 \cdot 879}{2 \cdot 9,81} = 10,6 \text{ кг/м}^2.$$

где $\zeta_1 = 1,5$ — коэффициент сопротивления при входе в межтрубное пространство (по табл. 25);

$\zeta_2 = 1,0$ — коэффициент сопротивления при выходе из межтрубного пространства (по табл. 25).

8. Сопротивление в межтрубном пространстве (масляной полости) маслоохладителя

$$\Delta p = (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3) 10^{-4} = (3200 + 74 + 10,6) 10^{-4} = 0,33 \text{ кг/см}^2.$$

Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя

Исходные данные для расчета (из теплового расчета)

Наружный диаметр трубок $d_n = 16 \text{ мм.}$

Шаг трубок в ряду (по ширине пучка) $t_1 = 22 \text{ мм.}$

Шаг трубок по глубине пучка $t_2 = 20 \text{ мм.}$

Число рядов трубок в пучке $z = 16.$

Средняя скорость воздуха в охладителе $v = 14,6 \text{ м/сек.}$

Температура воздуха при входе $t_1 = 27^\circ \text{C.}$

Температура воздуха при выходе $t_2 = 18^\circ \text{C.}$

Средняя температура в охладителе $t_{cp} = 22,5^\circ \text{C.}$

Удельный вес воздуха $\gamma = 1,155 \text{ кг/м}^3.$

Число Рейнольдса $Re = 14700.$

Ход расчета

1. Диаметральный шаг трубок шахматного пучка

$$t = \sqrt{\left(\frac{t_1}{2}\right)^2 + t_2^2} = \sqrt{\left(\frac{22}{2}\right)^2 + 20^2} = 22,9 \text{ мм.}$$

2. Величина

$$\varepsilon = \frac{1 - d_n/t}{t_1/d_n - 1} = \frac{1 - 16/22,9}{22/16 - 1} = 0,8 > 0,53.$$

3. Сопротивление в шахматном пучке труб, омываемых поперечным потоком воздуха, при $\varepsilon > 0,53$

$$\Delta p_1 = 3,86 (z + 1) V \varepsilon Re^{-0,25} \frac{v^2 \gamma}{2g} = 3,86 (16 + 1) V 0,8 \cdot 14700^{-0,25} \cdot \frac{14,6^2 \cdot 1,155}{2 \cdot 9,81} = 66,5 \text{ мм вод. ст.}$$

4. Сопротивление, учитывающее поправку на изменение скоростного напора в связи с изменением температуры,

$$\Delta p_2 = \frac{2(t_2 - t_1) \varepsilon^2 \gamma}{273 + t_{cp}} \frac{v^2 \gamma}{2g} = \frac{2(27 - 18) 14,6^2 \cdot 1,155}{273 + 22,5} \frac{v^2 \gamma}{2g} = 0,76 \text{ мм вод. ст.}$$

5. Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 = 66,5 + 0,76 \approx 67,3 \text{ мм вод. ст.}$$

МАТЕРИАЛЫ И ИХ РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В настоящее время в практике изготовления различных аппаратов и сосудов самое широкое распространение получила сварка как наиболее рациональный и дешевый способ производства, обеспечивающий хорошее качество продукции и безопасную эксплуатацию.

Поэтому все приводимые ниже данные будут относиться в основном к материалам, применяемым для сварных аппаратов и сосудов. Типы сварных соединений в судостроении применяются согласно соответствующим нормалам.

§ 28. СТАЛЬ

Материалы, применяемые для аппаратов и сосудов, работающих под давлением, должны содержать (согласно контрольно-химическому анализу для любой стали) не более 0,3% С — при применении электросварки и не более 0,35% С — при применении других видов сварки, а также удовлетворять требованиям соответствующих стандартов.

Для изготовления судовых теплообменных аппаратов сталь применяется главным образом в виде проката, отливок и поковок.

Детали аппаратов и сосудов, рабочей средой которых являются пар, конденсат, масло, нефть и воздух, выполняются из углеродистой стали при условии, если они не подвергаются прямому воздействию морской воды. Для сварных стальных корпусов, днищ, крышек и прочих деталей, работающих под давлением, применяется листовая сталь марки Ст. 3, а для деталей менее ответственных — сталь Ст. 2. Стальные литые крышки, фланцы и прочие детали отливаются из стали по ГОСТ 977—53. Для стальных трубных досок, фланцев и прочих деталей в большинстве случаев применяется сталь Ст. 4 и реже Ст. 5. Стальные трубы выполняются цельнотянутыми или цельнокатаными из углеродистой стали по ГОСТ 301—50.

Детали аппаратов, требующие повышенной прочности или необходимой и достаточной коррозионной устойчивости, а также подвергающиеся действию высоких температур, выполняются из никелевых, хромоникелевых и прочих легированных и малолегированных сталей.

Основные характеристики различных сталей, применяемых для изготовления основных деталей теплообменных аппаратов и сосудов, приведены в табл. 29—37 и на рис. 62—67.

Таблица 29

Механические свойства фасонных отливок из углеродистой стали (по ГОСТ 977—53)

Марка стали	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ²	Относительное удлинение δ_b , %	Поперечное сжатие ψ , %
15Л	40	20	24	35
20Л	42	22	23	35
25Л	45	24	19	30
30Л	48	26	17	30
35Л	50	28	15	25
40Л	53	30	14	25
45Л	55	32	12	20
50Л	58	34	11	20
55Л	60	35	10	18

Таблица 30

Механические свойства стального литья при повышенных температурах

Температура, °С	20	100	200	300	400	500
Предел прочности σ_b , кг/см ²	4165	4567	5253	5052	4043	2365
Предел текучести σ_s , кг/см ²	2375	2156	2186	1911	1384	—
Удлинение δ , %	28	16	18	25	36	64
Поперечное сжатие ψ , %	57	46	41	48	63	81

Механические свойства стальных труб
(по ГОСТ 301—50)

Марка стали	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Относительное удлинение, %	
		δ_5	δ_{10}
не менее			
10	32	24	20
20	40	20	17
35	52	17	14
45	60	14	12
Ст. 2	34	24	20
Ст. 4	42	20	17
Ст. 5	50	17	14
Ст. 6	60	14	12

Таблица 31

Механические свойства поковок из углеродистой стали
(по ГОСТ 2335—50)

Класс поковки	Диаметр поковки, мм	Марка стали	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ²	Твердость по Бринеллю H_B
			не менее		
I	100	15	35	20	143
	100—300		34	17	
	300—500		33	15	
II	100	20	40	22	156
	100—300		38	20	
	300—500		37	19	
	500—750		36	18	
III	100	25	43	24	170
	100—300		40	22	
IV	100	30	48	25	179
	100—300		47	24	
	300—500		46	23	
	500—750		45	22	
V	100	35	52	27	187
	100—300		50	26	
	300—500		48	24	
	300—500		48	24	
	500—750		46	23	

Таблица 33

Механические свойства углеродистой горячекатаной стали
обыкновенного качества группы А
(по ГОСТ 380—50)

Марка стали	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ²	Относительное удлинение, %	
			δ_5	δ_{10}
не менее				
Ст. 0	32—47	19	22	18
Ст. 1	32—40	—	33	28
Ст. 2	34—42	22	27—31	23—26
Ст. 3	38—47	24	25—26	21—22
Ст. 4	42—52	26	21—24	17—20
Ст. 5	50—62	28	15—20	13—16
Ст. 6	60—72	31	13—14	11—12

В табл. 30 приведены механические свойства стального литья (с содержанием С—18%; Mn—0,36%; Si—0,28%; S+P+Cu—0,29% при продолжительности испытания 40 мин.) при повышенных температурах.

Физико-механические свойства металлов, применяемых в аппаратостроении, приведены в табл. 38.

Наиболее отрицательно на прочность и безопасность работы аппаратов влияют высокая температура и ржавление — явления, чаще всего встречающиеся при эксплуатации.

Таблица 34
Механические свойства углеродистой конструкционной стали
(по ГОСТ 1050—52)

Марка стали	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ²	Относительное удлинение δ_s , %
	не менее		
10	34	21	31
15	37	22	27
20	41	25	25
25	44	28	23
30	48	29	21
35	52	31	20

Таблица 35
Механические свойства сталей при различных температурах

Температура испытания, °С	Ст. 3		Ст. 4		Ст. 5		Ст. 6	
	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ²	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ²	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ²	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ²
20	35—45	19—25	45	26	55	30	65	36
200	35	18	43	21	55	23	—	—
300	32	15	42	17	52	19	65	25
350	28	13	38	15	48	17	55	21
400	24	11	36	13	42	15	46	17
450	20	9	32	11	36	13	39	15
500	16	7	20	9	28	11	33	12

Таблица 36
Механические свойства углеродистой конструкционной стали при повышенных температурах

Марка стали	Предел прочности σ_b при 20°С, кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ² , при температурах							
		20	200	250	300	350	400	450	500
10	32	18	16	14,5	13,5	11,5	10	8	6
15	35	20	17,5	16	14,5	12,5	11	9	7
20	40	22	19	17,5	15,5	13,5	12	10	8
25	43	24	20,5	18,5	16,5	14,5	13	11	9
30	48	26	22	20	17,5	15,5	13,5	11,5	9,5
35	52	28	24	21,5	19	17	14,5	12,5	10,5

Таблица 37
Механические свойства некоторых легированных сталей

Марка стали	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %
1×18Н9Т (ЭЯ1Т)	50—60	20	40
30ХМА	80—90	60	14
СХЛ-4	54	40	18
35Х	95	75	10

Таблица 38
Физико-механические свойства металлов

Материал	Удельный вес γ , г/см ³	Коэффициент линейного расширения $10^6 \alpha$ на 1°С между 0—100°С	Коэффициент теплопроводности λ , ккал/м·ч·°С	Модуль упругости $10^{-6} E$, кг/см ²	Модуль сдвига $10^{-5} G$, кг/см ²	Коэффициент Пуассона μ
Сталь углеродистая	7,85	1,25	45	2,0—2,2	8,0—8,5	0,3
Сталь никелевая	7,85	1,2	15—22	2,09	8,1—8,4	0,3
Чугун	7,0—7,4	1,1	54	1,0—1,2	2,9—5,5	0,27—0,15
Медь	8,9	1,73	320—334	1,1—1,3	4,1—4,9	0,32—0,35
Латунь	8,6	1,9	74—90	0,65—1,0	3,1—4,1	0,33
Бронза	8,8	1,8	51	0,9—1,2	3,8	0,34
Никель	8,9	1,3	50	2,05	—	0,33
Алюминий	2,7	2,4	175	0,68—0,72	2,5—3,5	0,363
Цинк	7,15	1,65	95	0,9—1,2	3,7—4,1	0,205
Олово	7,3	2,2	96	0,4	1,6	—
Мельхиор	8,9	1,6	25	0,85	—	—

Влияние температуры на прочность учитывается, начиная с 230°С, снижением допускаемого напряжения для стали.

Допускаемые напряжения для стали марки Ст. 3 в зависимости от температуры приведены на рис. 62.

Для стали Ст. 2 напряжения должны быть соответственно понижены. Для стали Ст. 4 напряжения при температуре выше 300°С не могут быть повышены по сравнению с напряжениями для стали Ст. 3 (рис. 62).

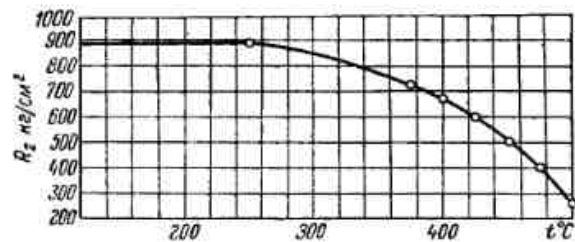


Рис. 62. Допускаемое напряжение стали Ст. 3 в зависимости от температуры.

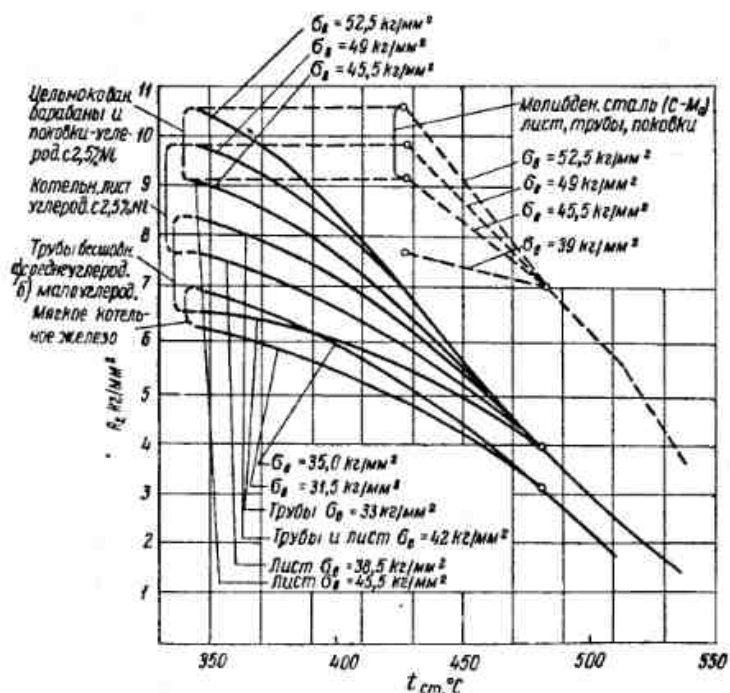


Рис. 63. Допускаемые напряжения в различных сталях в зависимости от температуры.

Следует иметь в виду, что допускаемые напряжения (рис. 62) включают суммарные напряжения, которые могут возникнуть от всех нагрузок, действующих на аппарат, а именно: а) внутреннее давление; б) ударные нагрузки, включая внезапное изменение давления; в) вес аппарата и содержащихся в нем рабочих сред при условии эксплуатации; г) нагрузка, вызванная качкой; д) местные напряжения, вызываемые опорными лапами и кольцами; е) разность температур.

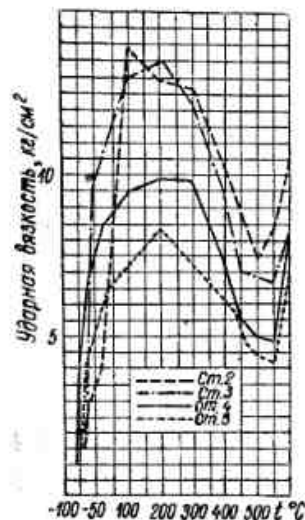


Рис. 64. Изменения ударной вязкости сталей в зависимости от температуры.

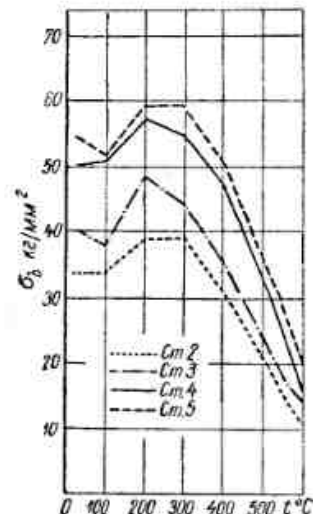


Рис. 65. Изменение предела прочности сталей в зависимости от температуры.

Обычно в расчетах при выборе соотношений допускаемых напряжений принято считать, что

$$R_z = R_d = R_b;$$

$$R_{см} = 1,8R_z;$$

$$R_{ср} = 0,8R_z,$$

где R_z — допускаемое напряжение на растяжение;
 R_d — допускаемое напряжение на сжатие;
 R_b — допускаемое напряжение на изгиб;
 $R_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез;
 $R_{см}$ — допускаемое напряжение на смятие.

График допускаемых рабочих напряжений для различных углеродистых и легированных сталей при температурах свыше 350°C приведен на рис. 63.

Графики изменения ударной вязкости и предела прочности различных сталей в зависимости от температуры даны на рис. 64 и 65.

При работе аппаратов или их деталей на сжатие или продольный изгиб учитывается также влияние повышенных температур на устойчивость стенок аппарата или самой детали путем снижения расчетного значения предела текучести и модуля упругости материала.

График изменения предела текучести в зависимости от температуры для обычной углеродистой стали показан на рис. 66.

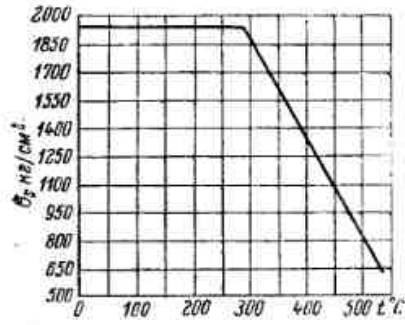


Рис. 66. Изменение предела текучести обычной углеродистой стали.

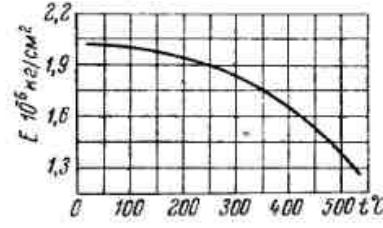


Рис. 67. Изменение модуля упругости обычной углеродистой стали в зависимости от температуры.

График изменения модуля упругости в зависимости от температуры для обычной углеродистой стали приведен на рис. 67. Учитывая влияние ржавления на прочность аппарата, обычно увеличивают толщину стенки на величину C , принимаемую в пределах от 1 до 3 мм.

§ 29. ЦВЕТНЫЕ МЕТАЛЛЫ И СПЛАВЫ

Для изготовления различных деталей аппаратов и сосудов широко применяются цветные металлы и их сплавы: медь, олово, алюминий, цинк, бронза, латунь и т. д.

Детали, рабочей средой которых является морская вода, а также детали, подвергающиеся воздействию морской воды и воздуха, содержащего влагу, изготавливаются из красной меди, бронз, латуней и т. д. Для сварных или паяных деталей применяется листовая медь МЗ и М4, катаные латуни и бронзы ЛО62, ЛС59-1, Л62, Л90, БрАМц9-2 и др.; для отливок — медь, бронзы и латуни преимущественно следующих марок: БрОЦ10-2, БрОЦ8-4, БрАМц9-2 и др.

Трубки из цветного металла применяются только тянутые или цельнокатаные по ГОСТ 494-52 и 617-53, а медно-никелевые — по ГОСТ 2203-43.

Основные механические свойства цветных металлов и их сплавов при нормальной и при различных температурах приведены соответственно в табл. 39 и 40.

Таблица 39

Механические свойства цветных металлов и сплавов

Наименование и марка металла или сплава	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %	Наименование и марка металла или сплава	Предел прочности σ_b , кг/мм ²	Предел текучести σ_s , кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %
Медь	24 (м)	7,0 (м)	50 (м)	Томпак Л90	19 (л)	7 (л)	16 (л)
	40-50 (т)	38 (т)	6 (т)		26 (м)	13 (м)	44 (м)
	17 (л)	—	8 (л)		34 (п/т)	30 (п/т)	20 (п/т)
Никель	80-90	70	42-52 (л)	Латунь Л68	28 (л)	—	48 (л)
	45-52 (от)	14-21 (от)	35-40 (м)		33 (м)	10 (м)	56 (м)
					52 (т)	—	12 (т)
Алюминий	8-11 (м)	5-8 (м)	32-40 (м)	Латунь Л62	32,8 (л)	12 (л)	35,5 (л)
	15-25 (т)	12-24 (т)	4-8 (т)		36 (м)	11 (м)	49 (м)
	9-12 (л)	—	11-25 (л)		68 (т)	48 (т)	—
Свинец	1,1	0,5	68	Латунь ЛК80-3	30-50	16	15-16
Олово	2,5-4	—	45-60	Латунь ЛМц58-2	36 (л)	24 (л)	15,6 (л)
Цинк	2-7 (л)	7,5 (л)	—		44 (м)	36 (м)	—
	10-12 (о)	—	40-50 (о)		55-65 (т)	5-10 (т)	—

Наименование и марка металла или сплава	Предел прочности $\sigma_{\text{в}}$, кг/мм ²	Предел текучести $\sigma_{\text{т}}$, кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %	Наименование и марка металла или сплава	Предел прочности $\sigma_{\text{в}}$, кг/мм ²	Предел текучести $\sigma_{\text{т}}$, кг/мм ²	Относительное удлинение δ , %
Латунь ЛО70-1	25 (л)	18,4 (л)	49 (м)	Бронза БрОЦ14-3	20-30 (л)	6,5 (л)	15 (л)
	35 (м)	16,2 (м)	62 (м)		55 (т)	—	10 (т)
Латунь ЛО62-1	58 (т)	—	10 (т)	Бронза БрОЦ18-4	20-25	18	2-10
	35 (л)	—	25 (л)		20-25	12	6-15
Латунь ЛС59-1	38 (м)	15 (л)	37 (м)	Бронза БрОФ10-1	20	14	3
	44 (т)	14,5 (м)	—		38	14	23-28
Бронза БрАЖ9-4	34 (л)	42 (т)	27 (л)	Мельхиор НМ30	38	14	23-28
	42 (м)	42 (т)	36-50 (м)		20	14	3
Бронза БрАЖ9-4	62 (т)	—	4-6 (т)	Мельхиор НМ30	38	14	23-28
	30-50 (л)	20 (л)	10-20 (л)		20	14	23-28
Бронза БрАЖ9-4	—	—	40 (м)	Мельхиор НМ30	38	14	23-28
	55 (т)	35 (т)	5 (т)		20	14	23-28
Бронза БрАЖ9-4	40 (л)	20 (л)	20 (л)	Мельхиор НМ30	38	14	23-28
	50 (л/т)	25 (л/т)	20 (л)		20	14	23-28
Бронза БрАЖ9-4	60 (т)	50 (т)	—	Мельхиор НМ30	38	14	23-28
	—	50 (т)	—		20	14	23-28

Значение букв:

(м) — мягкий
(л) — литой
(т) — твердый
(п/т) — полутвердый
(от) — отожженный
(о) — обработанный

Механические свойства цветных сплавов при различных температурах

Температура, °С	20		200		300		400	
	Предел прочности $\sigma_{\text{в}}$, кг/мм ²	Предел текучести $\sigma_{\text{т}}$, кг/мм ²	Предел прочности $\sigma_{\text{в}}$, кг/мм ²	Предел текучести $\sigma_{\text{т}}$, кг/мм ²	Предел прочности $\sigma_{\text{в}}$, кг/мм ²	Предел текучести $\sigma_{\text{т}}$, кг/мм ²	Предел прочности $\sigma_{\text{в}}$, кг/мм ²	Предел текучести $\sigma_{\text{т}}$, кг/мм ²
ОЦ10-2	25	18	20	15	15	14	14	13
БрАМц9-2	40 _а , 60 _в	20 _а	53 _в	—	52	—	44	—
ЛО62-1	38 _г	20 _е	29	—	28	—	10	—
Медь	22,9	—	—	—	13,2	—	8,5	—
ОЦ8-4	20	14	17	—	—	—	—	—

Индексом обозначено: а — литой в землю; в — катанный; г — мягкий; е — литой в кокаль.

Прочность меди с повышением температуры значительно понижается и по опытным данным составляет:

При температуре, °С 20 50 100 150 200 250 285 367 451 556
Прочность, % 100 98 95 91 85 79 75 66 51 33

Допускаемые напряжения для меди и латуни в зависимости от температуры приведены в табл. 41.

Таблица 41

Допускаемые напряжения для меди и латуни при различных температурах

Температура, °С	120	140	160	180	200	220	240	250
Допускаемое напряжение для меди $R_{\text{п}}$, кг/см ²	440	420	400	380	360	340	320	300
Допускаемое напряжение для латуни $R_{\text{п}}$, кг/см ²	500	475	450	425	400	375	350	325

Для медного и латунного литья допускаемые напряжения на растяжение составляют примерно 67% от допускаемого напряжения для проката.

Допускаемые напряжения на изгиб для отожженной меди в зависимости от температуры приведены в табл. 42.

Для аппаратов и деталей, работающих при температуре выше 250°С, применение меди и латуни не рекомендуется.

Результаты испытаний цветных металлов на разрыв при различных температурах приведены в табл. 43.

Допускаемые напряжения на изгиб для отожженной меди в зависимости от температуры

Температура стенки, °С	Допускаемое напряжение на изгиб R_b , кг/мм ²
120—140	4,7
141—160	4,4
161—180	4,2
181—200	4,0
201—220	3,8
221—240	3,6
241—250	3,3

Таблица 42

Для изготовления отдельных деталей аппаратов и сосудов или для их покрытия применяются в ограниченном количестве цветные металлы, как, например, никель, алюминий, цинк, олово, свинец и пр. Цинк применяется главным образом для протекторов аппаратов, подвергающихся разрушению под действием гальванических токов. Алюминий употребляется для изготовления деталей достаточно прочных и легких и так же, как свинец, может быть применен в качестве прокладочного материала.

§ 30. ЧУГУННОЕ ЛИТЬЕ

Чугунное литье имеет довольно ограниченное применение в изготовлении деталей судовых теплообменных аппаратов.

Чугунные отливки в большинстве случаев выполняются из серого чугуна, как наиболее плотного и наименее подверженного действию коррозии, а также обладающего хорошими литейными качествами. Чугунные детали могут быть применены для аппаратов, работающих под давлением не выше 6 кг/см² и при температуре рабочей среды не выше 200°С. Применение чугуновых деталей для аппаратов, подвергающихся воздействию морской воды, не допускается.

Размеры чугуновых сосудов не должны превосходить 600 мм в диаметре и 400 л по емкости.

Литые чугуновые крышки, отводчики конденсата и прочие детали аппаратов и различная арматура выполняются из серого чугуна (по ГОСТ 1412—54), основные свойства которого приведены в табл. 44. Наибольшее применение в аппаратостроении находят чугуны марок СЧ18—36, СЧ24—44 и СЧ28—48.

Таблица 44

Механические свойства отливок из серого чугуна

Марка чугуна	Предел прочности на разрыв, кг/мм ² , не менее	Предел прочности на изгиб, кг/мм ² , не менее	Твердость по Бринеллю H_B	Стрела прогиба, мм при расстоянии между опорами, мм		Предел прочности на сжатие, кг/мм ²
				600	300	
СЧ12-28	12	28	143—229	6	2	50
СЧ15-32	15	32	163—229	8	2,5	65
СЧ18-36	18	36	170—229	8	2,5	70
СЧ21-40	21	40	170—241	9	2	75
СЧ24-44	24	44	170—241	9	3	83
СЧ28-48	28	48	170—241	9	3	100
СЧ32-52	32	52	197—248	9	3	110

Результаты испытаний цветных металлов на разрыв при различных температурах

Таблица 43

Металл	Температура, °С	Предел прочности σ_b , кг/см ²	Относительное удлинение δ , %	Относительное сжатие ψ , %	Металл	Температура, °С	Предел прочности σ_b , кг/см ²	Относительное удлинение δ , %	Относительное сжатие ψ , %
Латунь, отожженная при 500°С	20	3240	34	70	Алюминий, отожженный при 350°С	20	1160	19	79
	200	2690	35	70		75	1000	24	83
	400	1180	19	27		135	765	32	88
	600	280	14	17		310	260	39	97
	800	50	7	9		403	125	42	99
						510	55	45	99
Никель, отожженный при 900°С	20	4930	26	72	600	35	42	100	
	195	4480	26	66	Олово, отожженное при 50°С	20	275	40	74
	309	4480	31	67		53	175	45	72
	455	3020	20	31		100	105	45	82
	593	2060	15	25		153	65	41	97
	800	920	11	18		180	45	10	12
1000	400	11	15	207		25	0	0	
Цинк, отожженный при 200°С	20	1130	5	7	Свинец, отожженный при 100°С	20	135	31	100
	112	725	8	15		82	80	24	100
	150	500	7	10		150	50	33	100
	247	225	6	11		195	40	20	100
	330	125	8	15		265	20	20	100
	405	3	2	2					

Изменение предела прочности изгиба чугуна в зависимости от температуры по опытным данным приведено в табл. 45.

Таблица 45

Предел прочности на изгиб чугуна в зависимости от температуры

Температура, °С	20	200	300	400	500	570
Предел прочности на изгиб, кг/см ²	2350	2380	2360	2190	1810	1230

Допускаемое напряжение для чугунных отливок:

$$R_z = R_b = 200 \div 250 \text{ кг/см}^2.$$

Для чугуна среднего качества допускаемое напряжение на изгиб может быть принято, в зависимости от рода нагрузки и состояния поверхности, по табл. 46.

Таблица 46

Допускаемые напряжения на изгиб чугуна в зависимости от нагрузки и состояния поверхности

Род нагрузки	Напряжение на изгиб R_b , кг/см ²	
	без литейной корки	с литейной коркой
Спокойная	510	420
Возрастающая от нуля до максимального значения	340	280
Меняющаяся от максимального отрицательного значения до максимального положительного значения	170	140

Допускаемое напряжение в чугуне на сжатие:

$$R_d = 600 \text{ кг/см}^2.$$

Прибавку к толщине чугунной стенки принимают $C = 7 \div 9 \text{ мм}$, для центробежного литья $C = 5 \text{ мм}$.

§ 31. УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ (ПРОКЛАДКИ)

В качестве уплотнительных материалов в теплообменных аппаратах применяются различные прокладки. При выборе прокладок учитывается:

- 1) характер уплотняемой среды;
- 2) рабочее давление в аппарате;

- 3) рабочая температура;
- 4) продолжительность соединения до разборки;
- 5) качество уплотняющих поверхностей (гладкая, шероховатая);
- 6) ширина прокладки;
- 7) толщина прокладки;
- 8) сила затяжки болтов;
- 9) положение прокладки;
- 10) внешнее воздействие на прокладку;
- 11) свойства прокладочного материала (прочность, упругость, коэффициент трения).

В основном все прокладочные материалы подразделяются на три группы:

1. Неметаллические мягкие прокладки — резина, паранит, картон, асбест и т. п.
2. Металлические прокладки, изготавливаемые целиком из металла или сплава — медь, латунь, сталь, свинец и т. п.
3. Полуметаллические прокладки, имеющие металлическую оправу (латунь, медь, свинец, цинк) и неметаллическую сердцевину (асбест, резина), или наоборот.

К наиболее употребительным относятся следующие прокладочные материалы.

Резина 2-й группы, средней твердости от 7,5 до 11 кг/см². Обычно применяется в качестве уплотнения для гладких фланцевых соединений, соприкасающихся с холодной и горячей морской и питательной водой, водными растворами и воздухом при температуре от -30 до $+60^\circ\text{C}$ и давлениях до 3 кг/см², а с тканевой прокладкой — до 6 кг/см².

Теплостойкая резина 4-й группы средней твердости с тканевой прокладкой применяется для температур до 150°C и давления до 10 кг/см².

Маслостойкая резина 6-й группы средней твердости применяется для масел и топлива при температурах до 60°C и давлениях до 3 кг/см².

Пластичная резина без вредных примесей применяется для бытовых аппаратов, предназначенных для приготовления питьевой воды и пищи.

Уплотнительная резина изготавливается любой формы и любых размеров в виде пластин, шнуров круглого, квадратного, четырехугольного и фасонного сечений. Толщина резиновых пластин без прокладок бывает от 1 до 40 мм и с тканевыми прокладками от 2 до 15 мм.

Паранит является наиболее универсальным и широко употребляемым прокладочным материалом; применяется для уплотнения поверхностей, соприкасающихся с холодной и горячей пресной и морской водой, рассолом, кислотами, щелочами,

Размеры прокладок

Диаметр прокладки, мм	Неметаллические, мм		Металлические, мм	
	ширина	толщина	ширина	толщина
До 100	5—6	1—1,5	3—4	1—2
100—200	6—7	1—1,5	4—5	2—3
200—400	7—8	1,5—2	5—6	3—4
400—600	8—10	1,5—2,5	6—7	4—5
Свыше 600	12—20	2—3	8—12	5—6

Таблица 48

Удельные давления на прокладки

Прокладочные материалы	Удельное давление на прокладку, кг/см ²		Удельный вес, т/м ³
	необходимое для деформации	вызывающее расплющивание	
Резина	2,6	35	1,5
Паранит	30 и 60 (для газов)	315	1,9
Картон	20	—	1,0
Картон асбестовый	40	—	—
Медь отожженная	750	980	8,9
Железо мягкое	—	1260	7,85
Свинец	110	—	11,3

Чтобы определить условия невыдавливания неметаллической прокладки, зажатой между гладкими фланцами, пользуются формулой

$$(D_v + b) b \sigma_y f > D_v \delta p,$$

где D_v — внутренний диаметр прокладки, см;
 b — ширина прокладки, см;
 δ — толщина прокладки, см;
 σ_y — удельное давление на прокладку, необходимое для деформации, кг/см²;
 p — расчетное давление среды, кг/см²;

водяным насыщенным и перегретым паром, воздухом и дымовыми газами при температуре до 400°С и давлении до 15 кг/см². Паранит изготавливается в виде листов размером до 1500 мм и толщиной от 0,3 до 6 мм.

Картон применяется для уплотнений поверхностей, соприкасающихся с жидким топливом, смазочными маслами, воздухом, вентиляционными газами и питьевой водой при температуре до 90°С и давлении до 6 кг/см²; картон пропитанный — для поверхностей, соприкасающихся с керосином и бензином при температуре до 30°С и давлении до 10 кг/см².

Картон асбестовый применяется для уплотнения поверхностей, соприкасающихся с горячими газами, бензином и керосином при температуре до 180°С и давлении до 3 кг/см².

Тканями хлопчатобумажными, суровым полотном, пеньковыми шнурами с обмазками свинцовым суриком и разными мастиками уплотняют соединения, предназначенные для низких давлений, и необработанные или слегка обработанные поверхности.

Медь отожженная применяется: марки МЗ для уплотнения соединений, соприкасающихся с насыщенным и перегретым паром при температуре до 250°С и давлении до 35 кг/см², марки М1 — при температурах до 350°С и давлении до 45 кг/см², а также для фреона, углекислоты, горячих газов, топлива и масел при температуре до 200°С и давлении 200 кг/см².

Железо мягкое типа Армко применяется для насыщенного и перегретога пара при температуре до 450°С и давлении до 64 кг/см² и для других не подвергающихся коррозии сред при температуре до 450°С и давлении до 100 кг/см².

Алюминий применяется для сред, в которых нерастворима окись алюминия, и при очень высоких и низких температурах и высоких давлениях.

Свинец применяется для уплотнения соединений, соприкасающихся с кислотами, маслами, жидким топливом, бензином при температуре до 100°С и давлении до 40 кг/см².

Полуметаллические и рифленые металлические прокладки применяются в зависимости от их конструкции для уплотнения соединений, соприкасающихся с газами, воздухом, водой, топливом маслом, кислотами и т. п. при температурах 60—250°С и давлении от 5 до 80 кг/см², и устанавливаются на гладких поверхностях соединений, часто подвергающихся разборке.

Ориентировочные ширины и толщины прокладок в зависимости от их диаметра приведены в табл. 47.

Удельные давления, необходимые для деформации прокладок и максимально допустимые, вызывающие расплющивание их, а также удельный вес материала прокладок приведены в табл. 48.

f — коэффициент трения мягкой прокладки, равный:
 $f = 0,10 - 0,15$ при обработке ∇ поверхности фланцев;
 $f = 0,05 - 0,08$ при обработке $\nabla\nabla$ поверхности фланцев.

§ 32. ИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Основные изоляционные материалы, применяемые для изоляции теплообменных аппаратов, приведены в табл. 49, содержащей физические константы изоляции.

Таблица 49

Физические константы изоляции

Материал	Вес	Формула коэффициента теплопроводности λ , ккал/м-час °С	Температура устойчивости, °С
Ньювел	В порошке 200 кг/м ³	$\lambda = 0,0695 + 0,000083 t_{cp}$	350
	В изоляции 350 кг/м ³		
	В штукатурке 400 кг/м ³		
Совелит	В порошке 220 кг/м ³	$\lambda = 0,736 + 0,000162 t_{cp}$	400
	В изоляции 420 кг/м ³		
	В штукатурке 440 кг/м ³		
Термаль	Гладкий с асбестовыми кольцами	$\lambda = 0,046 + 0,000218 t_{cp}$	400
	Гофрированный	$\lambda = 0,051 + 0,000219 t_{cp}$	
Ткань асбестовая Картон асбестовый	1,6—2,0 кг/м ²	$\lambda = 0,106 + 0,000159 t_{cp}$	400
	3,3 кг/м ²	$\lambda = 0,135 + 0,00016 t_{cp}$	600
Матрац, наполненный ньювелом	При толщине 25 мм — 7,5 кг/м ²	$\lambda = 0,07 + 0,00012 t_{cp}$	400
	40 мм — 10,5 кг/м ²		
	50 мм — 12,5 кг/м ²		
Матрац, наполненный совелитом	При толщине 25 мм — 7,5 кг/м ²	$\lambda = 0,075 + 0,00012 t_{cp}$	450
	40 мм — 11,2 кг/м ²		
	50 мм — 13,4 кг/м ²		

Здесь t_{cp} — средняя арифметическая температура — складывается из температур теплоносителя и наружной поверхности стенки.

За последнее время все более широкое распространение получает новый вид изоляции механизмов, аппаратов и трубопроводов — так называемый ФОВ — формованный обожженный вермикулит.

ФОВ изготавливается в виде формованных изделий — прямоугольных плит размером $1000 \times 500 \times 30 \div 50$ мм и в виде прямолинейных и криволинейных скорлуп длиной 500 мм, толщиной от 30 до 70 мм и внутренним диаметром от 30 до 420 мм. Для диаметров свыше 130—150 мм целесообразнее применять формованные изделия в виде сегментов, которые могут устанавливаться на трубы различных диаметров; кроме того, сегменты транспортабельнее скорлуп.

Объемный вес формованных плит — 250 кг/м³, а скорлуп — 230 кг/м³.

Коэффициент теплопроводности λ изделий, в зависимости от средней температуры t_{cp} , определяется по формуле

$$\lambda = 0,07 + 0,0002 t_{cp} \text{ ккал/м-час } ^\circ\text{С.}$$

Температуру устойчивости изделий до 600°С.

Монтаж изоляции формованными изделиями, имеющими меньший объемный вес, по сравнению с ньювелом и совелитом изолируемых поверхностей, производится без подогрева и требует лишь небольшой промазки швов и стыков. Работы по изоляции могут производиться независимо от места установки изолируемых изделий.

Применение ФОВ как изоляционного материала в виде формованных изделий позволяет значительно сократить трудоемкость монтажных работ, а также снизить вес изоляции.

Обшивочным материалом для изоляции в большинстве случаев служат листы из оцинкованной стали толщиной 1 мм и листы из алюминийско-магналиевого сплава.

R_z — допускаемое напряжение на растяжение, $кг/мм^2$; принимается в зависимости от температуры стенки по табл. 51, а коэффициенты запасов прочности — по табл. 52.

C — прибавка к расчетной толщине стенки, учитывающая коррозию, допуски, овальность и пр., $мм$; $C=0,18s$ при $s_{расч} > 6 мм$ и $C=1 мм$ при $s_{расч} \leq 6 мм$.

ГЛАВА VI

К РАСЧЕТАМ ПРОЧНОСТИ

Теплообменные аппараты, как правило, работают под давлением или под вакуумом. Детали теплообменных аппаратов, подвергающиеся нагрузкам, рассчитываются в основном на прочность в зависимости от их материала, рабочего давления, температуры и свойств среды.

В данном разделе приведены расчетные формулы и способы определения прочных размеров основных деталей различных аппаратов и сосудов, рассчитываемых на прочность.

Расчет сосудов из цветных металлов и сплавов производится по той же методике расчета, что и для стальных сосудов, при этом необходимо, так же как и для стали, учитывать все механические свойства применяемого материала.

Порядок изложения материала примерно соответствует последовательности производимых расчетов деталей на прочность.

§ 33. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СТЕНОК

Тонкостенные стальные цилиндры, подверженные внутреннему давлению

Толщина стенки цилиндра или трубы

$$s = \frac{pD_n}{230\varphi R_z - p} + C \text{ мм}, \quad (213)$$

где p — расчетное давление, $кг/см^2$; принимается равным сумме рабочего давления среды в сосуде и гидростатического давления, если оно составляет более 2,5% от рабочего;

D_n — внутренний диаметр цилиндра, $мм$;

φ — коэффициент прочности сварного шва; принимается по табл. 50 в зависимости от конструкции шва и способа сварки;

Таблица 50

Вид шва и способ сварки	Значения φ
Ручная газо- или электросварка	
Стыковые швы с подваркой со стороны вершины шва	0,95
Стыковые швы, свариваемые с одной стороны, но имеющие со стороны вершины подкладки или кольца, прилегающие к основному металлу по всей длине шва	0,9
Стыковые швы, свариваемые только с одной стороны	
а) продольные	0,7
б) поперечные	0,8
Автоматическая сварка под слоем флюса	
Стыковые швы с двусторонним проваром	1,0
Стыковые швы, свариваемые только с одной стороны	0,8
Коэффициент прочности шва для меди	
При паянном шве твердым припоем или сварке медью	0,8

Таблица 51

Значения допускаемых напряжений на растяжение при расчете цилиндрических стенок

Температура стенки, $^{\circ}C$	R_z , $кг/мм$	Примечание
Менее 250	$\frac{\sigma_b}{n_b}$	Берется наименьшее значение отношений
От 250 до 400	$\frac{\sigma_s^t}{n_T}$	
Более 400	$\frac{\sigma_s^t}{n_T}, \frac{\sigma_n^t}{n_n}$	
Обозначения:		
σ_b — предел прочности металла на растяжение при температуре $20^{\circ}C$, $кг/мм^2$;		
σ_s^t — предел текучести металла при температуре t , $кг/мм^2$;		
σ_n^t — предел ползучести металла при температуре t , $кг/мм^2$;		
n_b, n_T и n_n — коэффициенты запаса прочности по отношению соответственно к пределам прочности, текучести и ползучести (принимаются по табл. 52).		

Значения коэффициентов запаса прочности при расчете цилиндрических стенок

Цилиндры сварные	Коэффициенты запаса		
	n_p	n_r	n_{Π}
Обогреваемые газом при наличии или отсутствии отверстий	4,5	2,0	1,15
Необогреваемые газом при наличии отверстий под трубки, лючки и т. п.	4,25	1,9	1,10
Необогреваемые газом при наличии надежно укрепленных отверстий либо при их отсутствии	4,0	1,8	1,0
Для бесшовных труб	3,8	1,7	1,1
Для трубопроводов	4,0	1,8	1,15

Формула (213) применима и для расчета толстостенных сосудов, имеющих отношение наружного диаметра к внутреннему не более величины 1,5.

При расчете толщины стенок цилиндрических сосудов, подверженных внутреннему давлению при нормальной температуре (цистерны и прочие сосуды, работающие в условиях, близких к корпусным конструкциям), допускаемое напряжение на растяжение принимается равным

$$R_z = 0,6\sigma_s \text{ кг/мм}^2, \quad (214)$$

где σ_s — предел текучести металла при нормальной температуре, кг/мм^2 .

Тонкостенные стальные цилиндры, подверженные наружному давлению

Толщина стенки цилиндра или трубы

$$s = \frac{pD}{4R_d} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{aI}{p(I+D)}} \right) + C \text{ см}, \quad (215)$$

где p — наружное избыточное давление, кг/см^2 ;

D — диаметр цилиндра в свету, см ;

R_d — допускаемое напряжение на сжатие, кг/см^2 ;

I — длина цилиндра (между действующими жесткими скреплениями), см ;

C — прибавка, см ;

a — множитель, полученный опытным путем.

Для горизонтальных цилиндров:

$a = 100$ — при продольном шве внахлестку;

$a = 80$ — при продольном шве сварном или с накладками с обеих сторон.

Для вертикальных цилиндров;

$a = 70$ — при продольном шве внахлестку;

$a = 50$ — при продольном шве сварном или с накладками с обеих сторон.

Критическое напряжение в цилиндрических сосудах. Цилиндрические сосуды без колец жесткости, у которых критическое напряжение ниже предела текучести, а овальность меньше $0,05 D_{\text{вн}}$ рассчитываются на устойчивость по формуле

$$P_{\text{кр}} = \frac{E}{4(1-\mu^2)} \left(\frac{s}{r} \right)^2 \text{ кг/см}^2. \quad (216)$$

Цилиндрические сосуды без колец жесткости, у которых критическое напряжение выше предела текучести, а овальность меньше $0,1 D_{\text{вн}}$ рассчитываются по формуле

$$P_{\text{кр}} = \frac{s \cdot \frac{\sigma_s}{1 + \frac{4\sigma_s}{E} \left(\frac{r}{s} \right)^2}}{r} \text{ кг/см}^2. \quad (217)$$

Здесь E — модуль упругости материала, кг/см^2 ;

s — толщина стенки сосуда (без прибавки C), см ;

r — средний радиус сосуда, см ;

μ — коэффициент Пуассона;

σ_s — предел текучести материала, кг/см^2 .

Запас устойчивости сосуда:

$$m = \frac{P_{\text{кр}}}{p}$$

где p — наружное избыточное давление среды, кг/см^2 ;

$m \geq 4$ — для вертикальных сосудов;

$m \geq 5$ — для горизонтальных сосудов.

Толстостенные стальные цилиндры, подверженные внутреннему давлению

Если толщина стенки цилиндра превышает 10% от внутреннего диаметра цилиндра, то расчет ее производится по формуле толстостенных сосудов:

$$s = \frac{r}{\varphi} \left(\sqrt{\frac{R_z + p}{R_z - p}} - 1 \right) + C \text{ см}, \quad (218)$$

где r — внутренний радиус аппарата, см;

φ — коэффициент прочности шва;

R_z — допускаемое напряжение на растяжение, кг/см²;

p — внутреннее избыточное давление, кг/см²;

C — прибавка, которую при расчете толстостенных цилиндров можно положить равной нулю.

Если расчет производится по допускаемому напряжению R_z , выбранному по пределу текучести σ_s , то толщина стенки цилиндра определится по формуле

$$s = r \left(\sqrt{\frac{100\varphi R_z}{100\varphi R_z - \sqrt{3}p}} - 1 \right) \text{ мм}, \quad (219)$$

где σ_s — предел текучести материала, кг/мм².

Остальные обозначения те же, что в формуле (218).

Цилиндрическая стенка, заключенная между кольцами жесткости

Если аппарат, работающий под наружным избыточным давлением, снабжен кольцами жесткости, то цилиндрическая стенка между ними работает на изгиб.

Напряжение на изгиб в цилиндрической стенке между кольцами жесткости:

$$R_b = \frac{1,5p \sqrt{Ds_1}}{0,643 + \frac{s_1 \sqrt{Ds_1}}{F}} \sqrt{\frac{D^2 s_1^2}{3(1-\nu^2)}} \text{ кг/см}^2, \quad (220)$$

где p — наружное избыточное давление, кг/см²;

D — диаметр цилиндра в свету, см.

s_1 — толщина стенки без прибавки C , см.

для клепаных аппаратов $s_1 = s - C$,

для сваренных встык $s_1 = \varphi(s - C)$;

F — площадь поперечного сечения кольца жесткости (см²) без учета прибавки C ;

ν — отношение Пуассона (табл. 38);

Кольца жесткости цилиндрической стенки

Нагрузка на 1 пог. см длины окружности кольца жесткости:

$$q = \frac{p \sqrt{Ds_1}}{0,643 + \frac{s_1 \sqrt{Ds_1}}{F}} \text{ кг/см}. \quad (221)$$

Критическая нагрузка на 1 пог. см окружности кольца

$$p_{кр} = \frac{3EI}{R} \text{ кг/см}, \quad (222)$$

где E — модуль упругости, кг/см²;

I — момент инерции поперечного кольца жесткости, см⁴;

R — радиус кольца по нейтральной линии, см.

Критическая нагрузка на 1 пог. см окружности кольца жесткости, опертого в нескольких точках (рассматривая его часть как круговую арку с опертыми концами):

$$p_{кр} = \frac{EI}{R^2} \left(\frac{4\pi^2}{a^2} - 1 \right) \text{ кг/см}, \quad (223)$$

где a — центральный угол между опорами кольца в долях π

$$\pi = \angle a = 180^\circ.$$

Запас устойчивости против вмятия кольца:

$$m = \frac{p_{кр}}{q} \geq 5.$$

Напряжение сжатия в кольце по диаметральному сечению:

$$R_d = \frac{qD_n}{2F} \text{ кг/см}^2, \quad (224)$$

где D_n — наружный диаметр кольца, см.

Если кольцо выполнено с эллиптичностью, не превышающей 1% от его номинального внутреннего диаметра, то максимальный изгибающий момент в кольце может быть определен по формуле Федотова:

$$M = 66pl \left(\frac{r}{100} \right)^2 \text{ кг·см}, \quad (225)$$

где p — наружное избыточное давление, кг/см²;

l — расстояние между кольцами, см;

r — внутренний радиус аппарата, см.

Напряжение на изгиб в кольце жесткости:

$$R_b = \frac{M}{W} \text{ кг/см}^2, \quad (226)$$

где W — общий момент сопротивления сечения кольца жесткости и прилегающей к нему обечайки (длиной ~ 15 см), см³.

Сопротивлением изгибу остальной части обечайки можно пренебречь.

Суммарное напряжение в кольце жесткости:

$$R_{сум} = R_d + R_b \text{ кг/см}^2. \quad (227)$$

Допуски на овальность сварных цилиндров приведены в табл. 53.

Таблица 53

Допуски на овальность сварных цилиндров (по данным практики)

При диаметре цилиндра D , мм	до 200	201—300	301—500	501—1000
Допуск на овальность, % от D	1,5	1,0	0,75	0,5

§ 34. РАСЧЕТ ВЫПУКЛЫХ ДНИЩ И КРЫШЕК

Выпуклые днища, подверженные внутреннему давлению

Днища должны иметь профиль эллипса или кривой, близкой к эллипсу. Схема построения такой кривой дана на рис. 68.

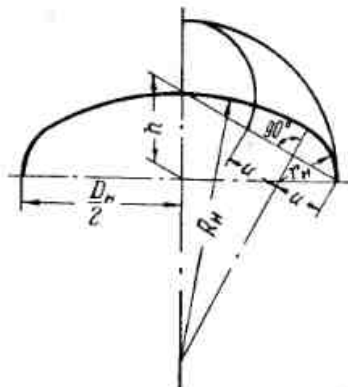


Рис. 68. Схема построения кривой выпуклого днища.

Наружный радиус переходной дуги днища

$$r_n = \frac{\sqrt{(0,5D_n)^2 + h^2} \cdot \sqrt{(0,5D_n)^2 + h^2} - 0,5D_n + h}{D_n} \text{ мм.} \quad (228)$$

Наружный радиус выпуклой части днища

$$R_n = \frac{(0,5D_n)^2 + h^2 - 0,5D_n r_n}{h} \text{ мм,} \quad (229)$$

где D_n — наружный диаметр днища, мм;
 h — высота выпуклой части днища по наружной поверхности, мм.

Выпуклые днища, разные виды которых показаны на рис. 69, 70 и 71, должны удовлетворять также требованиям, указанным в табл. 54.



Рис. 69. Глухое выпуклое днище.

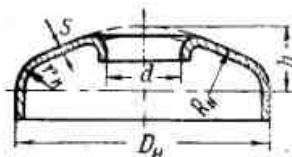


Рис. 70. Выпуклое днище с лазом.

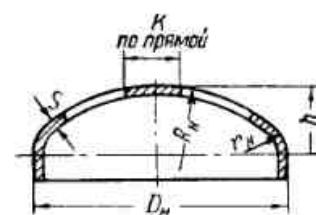


Рис. 71. Выпуклое днище с отверстиями.

Таблица 54

Конструктивные требования к днищам

Высота выпуклой части днища по наружной поверхности h	Внутренний радиус выпуклой части днища $R_n - s$	Наружный радиус переходной дуги днища r_n	Расстояние от края отверстия		
			до края днища (по проекции) a	до края другого отверстия (по проекции) k	до начала отбортовки лазерного отверстия
Не менее $0,2 D_n$	Не более D_n	Не менее $0,1 D_n$ и не менее $\frac{2h^2}{D_n}$	Не менее $0,1 D_n$	Не менее диаметра меньшего отверстия (при неукрепленных отверстиях)	Не менее s

Примечания:
 1. Лазовое отверстие должно быть расположено центрально.
 2. Не допускается расположение отверстий на переходной дуге днища.
 3. На цилиндрической части допускается сверление единичных отверстий.

Толщина стенки выпуклого днища определяется по формуле

$$s = \frac{D_n p y}{200 R_z} + C \text{ мм}, \quad (230)$$

где D_n — наружный диаметр корпуса, мм;

p — расчетное давление, кг/см² [см. значение p к формуле (213)];

y — фактор формы днища; значения y в зависимости от величины отношения $\frac{h}{D_n}$ и характера ослабления днища отверстиями $\frac{l+d}{D_n}$ приведены в табл. 55; в последнем отношении l — расстояние от оси днища до оси отверстия, мм; d , d_1 , d_2 (рис. 70 и 71) — диаметры отверстий, мм; принимается наибольший;

R_z — допускаемое напряжение на растяжение; выбирается в зависимости от температуры стенки по данным табл. 56;

C — прибавка к расчетной толщине: $C=3$ мм; для глухих днищ с расчетной толщиной стенки до 17 мм $C=2$ мм и для днищ, изготовленных из стального литья, $C=5$ мм.

Таблица 55

Значение фактора формы днища в зависимости от его размеров и расположения отверстий

Отношение высоты днища к его диаметру $\frac{h}{D_n}$	Фактор формы y							
	днища глухого или рассматриваемого как глухое	днища с лазовыми или иными отверстиями с отношением $\frac{l+d}{D_n}$, равным						
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
0,20	2,00	2,05	2,20	2,40	2,50	2,75	2,90	3,10
0,22	1,65	1,80	2,00	2,15	2,30	2,50	2,70	2,85
0,24	1,40	1,60	1,75	1,95	2,10	2,30	2,50	2,65
0,25	1,30	1,50	1,65	1,85	2,05	2,20	2,40	2,60
0,26	1,25	1,40	1,60	1,75	1,95	2,15	2,30	2,50
0,28	1,10	1,30	1,45	1,60	1,80	2,00	2,20	2,40
0,30	1,00	1,15	1,35	1,50	1,70	1,90	2,05	2,25
0,40	0,75	0,90	1,05	1,20	1,40	1,60	1,75	1,95
0,50	0,75	0,90	1,05	1,20	1,40	1,60	1,75	1,95

Примечания:
1. „Глухим“ называется днище, не имеющее никаких отверстий (вырезов).
2. Для промежуточных значений $\frac{h}{D_n}$ и $\frac{l+d}{D_n}$ фактор формы определяют интерполированием.

Таблица 56

Значения допускаемых напряжений для расчета толщины днищ и крышек, подверженных внутреннему давлению

Температура стенки $t_{ст}$, °С	Допускаемое напряжение R_z , кг/мм ²		
	для штампованных днищ	для литых днищ	для плоских крышек
Менее 250	$\frac{\sigma_b}{2,9}$	$\frac{\sigma_b}{4,4}$	$\frac{\sigma_b}{3,2}$
От 250 до 400	$\frac{\sigma_s^t}{1,25}$	$\frac{\sigma_s^t}{1,9}$	$\frac{\sigma_s^t}{1,4}$
Более 400	$\frac{\sigma_s^t}{1,25}$; $\frac{\sigma_{п}^t}{0,9}$	$\frac{\sigma_s^t}{1,9}$; $\frac{\sigma_{п}^t}{1,4}$	$\frac{\sigma_s^t}{1,4}$; $\frac{\sigma_{п}^t}{0,9}$

О обозначения:
 σ_b — предел прочности металла на растяжение при температуре 20° С, кг/мм²;
 σ_s^t — предел текучести металла при температуре t , кг/мм²;
 $\sigma_{п}^t$ — предела ползучести металла при температуре t , кг/мм².
* Берется наименьшее значение.

Толщина стенки сферического днища

$$s = \frac{pr}{200 R_z} + C \text{ мм},$$

где r — внутренний радиус сферы, мм;

p , R_z и C — то же, что в формуле (230).

При расчете толщины стенки днищ, подверженных внутреннему давлению при нормальной температуре (цистерны и прочие сосуды, работающие в условиях, близких к корпусным конструкциям), допускаемое напряжение принимается равным:

$$R_z = 0,6\sigma_s \text{ кг/см}^2,$$

где σ_s — предел текучести материала при нормальной температуре, кг/см².

Дополнительные требования к выпуклым днищам

1) Днища рассматриваются как „глухие“ в следующих случаях:

а) когда наибольший размер неукрепленных вырезов не превышает $4s$ при условии, что расстояние между краем выреза и краем днища (по проекции) составляет менее $0,2 D_n$;

б) когда наибольший размер полностью укрепленных вырезов не превышает $8s$ и расстояние между краем выреза и краем днища (по проекции) превышает $0,2 D_n$;

в) когда наибольший размер полностью укрепленных вырезов не превышает $6s$ и расстояние между краем выреза и краем днища (по проекции) превышает $0,1 D_n$;

2. Отштампованные борты лазового отверстия укреплением не считаются.

3. Отверстия в днищах могут быть расположены вне зоны переходной дуги на расстоянии не менее s от конца этой дуги.

4. Отверстие в центре днища с отбортовкой наружу может быть выполнено диаметром до 450 мм без специального усиления.

5. Высота цилиндрического борта днища H должна быть равна при толщине днища: до 10 мм — не менее 25 мм, от 10 до 20 мм — не менее 40 мм, свыше 20 мм — по толщине днища, но не менее 50 мм.

6. Толщина цилиндрической части днища должна соответствовать расчетной толщине цилиндрического корпуса сосуда того же диаметра. При этом обтачиваемый борт должен составить не менее $0,9$ толщины днища.

7. Для сварных днищ в знаменатель формулы (230) вводится коэффициент прочности сварного шва φ , принимаемый по табл. 50.

Выпуклые днища, подверженные наружному давлению

Толщина стенки днища

$$s = \frac{1,4pD_{ny}}{200R_d} + C \text{ мм}, \quad (231)$$

где R_d — допускаемое напряжение на сжатие, $кг/мм^2$.

Остальные обозначения и конструктивные требования те же, что и для днищ, подверженных внутреннему давлению.

Критическое напряжение в днищах, работающих под наружным давлением, рассчитывается на устойчивость.

Для сферических днищ

$$P_{кр} = \frac{2E}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} \left(\frac{s}{r}\right)^2 \text{ кг/см}^2. \quad (232)$$

Для полусферических днищ

$$P_{кр} = \frac{k_1 k_2 \sigma_s}{\frac{r}{s} + \frac{\sigma_s}{k_2 E} \left(\frac{r}{s}\right)^2} \text{ кг/см}^2. \quad (233)$$

Здесь

E — модуль упругости материала, $кг/см^2$;

μ — коэффициент Пуассона;

s — толщина стенки днища, $см$;

r — средний радиус днища, $см$;

$k_1 = 1,5$; $k_2 = 40$ — для штампованных днищ из целого листа;

$k_1 = 1,1$; $k_2 = 20$ — для штампованных днищ из сварных сегментов;

$k_1 = 0,75$; $k_2 = 12$ — для выколотченных днищ из сварных сегментов;

σ_s — предел текучести материала, $кг/см^2$.

Запас устойчивости днища

$$m = \frac{P_{кр}}{p} > 5,$$

где p — наружное избыточное давление, $кг/см^2$.

Тарельчатые крышки, подверженные внутреннему давлению

Тарельчатые крышки, подверженные внутреннему давлению (рис. 72), рассчитываются по формуле

$$\sigma = \frac{3}{\pi(s-C)^2} \left[\frac{0,18P_0(r^2 - a^2)}{d^2} + 1,48P_0 \lg \frac{r}{a} \right] + \frac{pR}{2\varphi(s-C)} \text{ кг/см}^2, \quad (234)$$

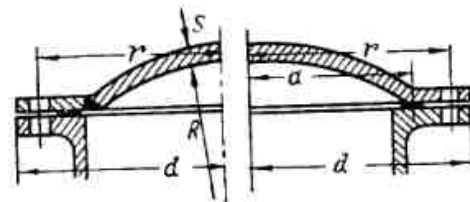


Рис. 72. К расчету тарельчатых крышек.

где σ — напряжение в крышке, $кг/см^2$;

s — толщина крышки, $см$;

r — радиус окружности болтов, $см$;

C — прибавка, $см$;

P_0 — нагрузка на все болты, $кг$;

a — расстояние от оси крышки до центральной линии прокладки, $см$;

d — внешний радиус фланца крышки, $см$;

p — расчетное давление, $кг/см^2$;

R — радиус сферического сегмента крышки, $см$;

φ — коэффициент прочности шва.

Допускаемое напряжение в крышке выбирается исходя из запаса прочности на растяжение; для предела прочности $n_b = 4$, для предела текучести $n_T = 1,8$.

В тарельчатых крышках вырезы диаметром до 50 мм не требуют укрепления при условии достаточного зазора (не менее s) между краем выреза и сварным швом, присоединяющим сферический сегмент к фланцу крышки. Отверстия диаметром более 50 мм подлежат укреплению.

Конические днища, подверженные внутреннему давлению

1. Сосуд находится под внутренним давлением паров или газов. Максимальное напряжение на растяжение вдоль образующей конуса:

$$R_z' = \frac{pD}{2\varphi'(s-C)\cos\alpha} \text{ кг/см}^2. \quad (235)$$

Максимальное напряжение на растяжение по круглому шву конуса:

$$R_z'' = \frac{pD}{4\varphi''(s-C)\cos\alpha} \text{ кг/см}^2. \quad (236)$$

2. Сосуд заполнен жидкостью до определенной максимальной высоты. На рис. 73 изображен сосуд с внутренним диаметром D , коническим днищем высотой h_2 и центральным углом 2α , наполненный жидкостью по высоте цилиндрической части, равной h_1 .

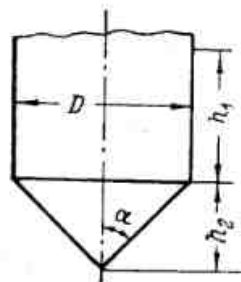


Рис. 73. К расчету конических днищ.

Максимальное напряжение на растяжение вдоль образующей конуса:

$$R_z' = \frac{\gamma D}{2\varphi'(s-C)\cos\alpha} h_1 \text{ кг/см}^2. \quad (237)$$

Максимальное напряжение на растяжение по круглому шву конуса:

при $h_1 < \frac{h_2}{3}$

$$R_z'' = \frac{3}{32} \frac{\gamma D}{\varphi''(s-C)\cos\alpha} (h_1 + h_2) \text{ кг/см}^2; \quad (238)$$

при $h_1 \geq \frac{h_2}{3}$

$$R_z'' = \frac{\gamma D}{12\varphi''(s-C)\cos\alpha} (3h_1 + h_2) \text{ кг/см}^2. \quad (239)$$

В формулах (235) — (239):

p — внутреннее давление в сосуде, кг/см^2 ;

D — внутренний диаметр сосуда, см ;

s — толщина стенки конического днища с прибавкой, см ;

C — прибавка на коррозию и пр., см ;

φ' — коэффициент прочности шва вдоль образующей конуса;

φ'' — коэффициент прочности шва поперек образующей конуса;

α — половина центрального угла в градусах;

γ — удельный вес жидкости, кг/см^3 ;

h_1 — максимальная высота жидкости в цилиндрической части, см ;

h_2 — высота конического днища от вершины до основания, см .

3. Сосуд заполнен жидкостью, над зеркалом которой имеет место давление паров или газов. В этом случае расчет ведется по формулам (235) и (236), только вместо p в них подставляется суммарное давление столба жидкости и давление в сосуде (кг/см^2).

§ 35. РАСЧЕТ ПЛОСКИХ СТенок, КРЫШЕК И ДНИЩ

Плоские стенки и крышки без подкреплений

Толщина прямоугольной стенки, закрепленной по периметру (рис. 74),

$$s = 0,53b \sqrt{\frac{p}{R_b \left(1 + \frac{b^2}{a^2}\right)}} + C, \text{ мм}, \quad (240)$$

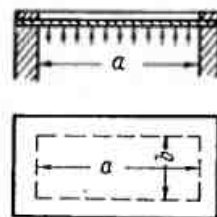


Рис. 74. К расчету прямоугольной стенки.

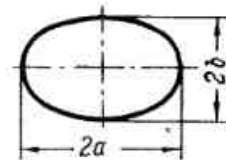


Рис. 75. К расчету эллиптической или овальной стенки.

где p — давление на стенку, кг/см^2 ;

b — меньшая сторона прямоугольника, мм ;

R_b — допускаемое напряжение на изгиб, кг/см^2 , равное $\frac{\sigma_b}{4}$ для стали и $\frac{\sigma_b}{5}$ для цветных сплавов; здесь σ_b — предел прочности материала при рабочей температуре, кг/см^2 ;

a — большая сторона прямоугольника, мм ;

C — прибавка, мм .

Толщина эллиптической или овальной стенки, закрепленной по периметру (рис. 75),

$$s = b \sqrt{\frac{1,8p}{R_b \left(1 + \frac{2}{3} \frac{b^2}{a^2} + \frac{b^4}{a^4}\right)}} + C, \text{ мм}, \quad (241)$$

где a — большая полуось эллипса, мм;

b — малая полуось эллипса, мм;

Остальные обозначения те же, что в формуле (240).

Толщина круглых плоских крышек и днищ (рис. 76)

$$s = d \sqrt{\mu \frac{p}{R_b} + C} \text{ см.} \quad (242)$$

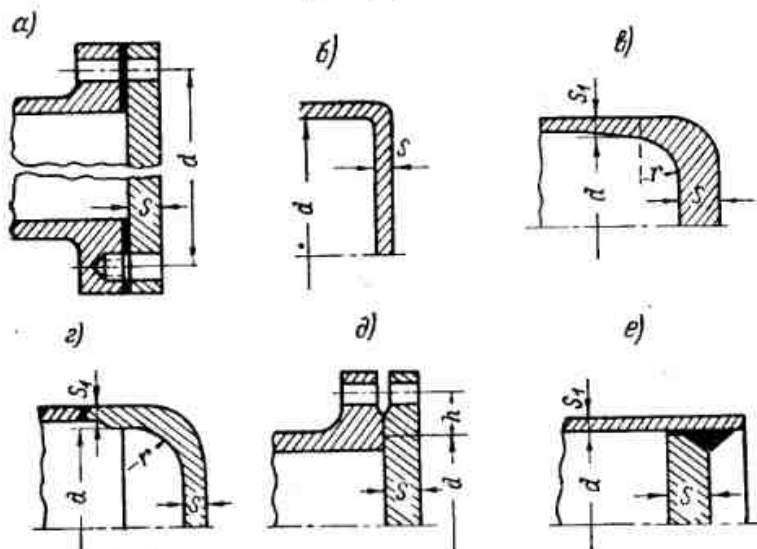


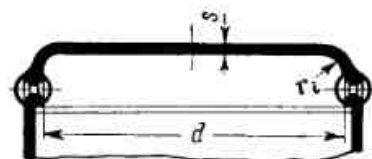
Рис. 76. К расчету толщин круглых плоских крышек и днищ.

где d — диаметр крышки или днища, см;
 p — максимальное рабочее давление, кг/см²;
 R_b — допускаемое напряжение на изгиб, кг/см² [см. формулу (240)];
 C — прибавка на коррозию, см [см. формулу (230)];
 μ — коэффициент, равный:

Для крышек, жестко присоединенных на болтах или заклепках к фланцам корпуса (рис. 76, а), а также для плоских днищ, составляющих одно целое с корпусом аппарата (рис. 76, б)	0,162
Для пластин, жестко закрепленных по своему контуру	0,187
Для кованых (тянутых) днищ, составляющих одно целое с корпусом или сваренных с ним встык (рис. 76, в и г)	0,250
Для крышек, подвергающихся предварительному изгибу от затяжки болтов, при наличии уплотняющего выступа на крышке или фланце корпуса (рис. 76, д)	0,300
Для крышек, приваренных по всей толщине к внутренней поверхности корпуса (рис. 76, е); при этом толщина шва должна быть не меньше 1,25 толщины наиболее тонких стенок корпуса или днища	0,500

Толщина плоского штампованного днища с отогнутыми бортами, подверженного внутреннему давлению (рис. 77),

$$s = \sqrt{\frac{3p}{800\sigma_b} \left[d - r_i \left(1 + \frac{2r_i}{d} \right) \right]} \text{ мм.} \quad (243)$$



где p — наибольшее расчетное давление, кг/см²;
 σ_b — предел прочности материала, кг/мм²;
 d — внутренний диаметр днища, мм;

r_i — внутренний радиус переходной дуги от цилиндрической части к плоской, мм. Величина r_i должна быть не менее $1/15 d$.

Рис 77. К расчету плоских штампованных днищ с отогнутыми бортами.

Круглая пластина с отверстием в центре, закрепленная по наружному и внутреннему контурам и подверженная изгибу равномерно распределенной нагрузкой.

Максимальное напряжение в пластине:

$$R_{\max} = k_1 \frac{qr_n}{s^2} \text{ кг/см}^2. \quad (244)$$

Наибольший прогиб пластины:

$$f_{\max} = k_2 \frac{qr_n^2}{Es^3} \text{ см.} \quad (245)$$

Здесь q — интенсивность нагрузки, кг/см²;

r_n — наружный радиус пластины, см;

s — толщина пластины, см;

E — модуль упругости материала, кг/см²;

k_1 — безразмерный коэффициент напряжения, определяется по рис. 78, в зависимости от отношения наружного радиуса пластины r_n к радиусу отверстия $r_{\text{вн}}$;

k_2 — безразмерный коэффициент прогиба; определяется по рис. 79 в зависимости от отношения r_n и $r_{\text{вн}}$.

Исходными данными для построения кривых безразмерных коэффициентов напряжения и прогиба являются основные уравнения теории изгиба пластин:

- 1) уравнение момента по меридиональному сечению;
- 2) уравнение угла наклона касательной упругой линии;
- 3) уравнение упругой линии (уравнение прогибов).

Толщина стенки при равномерном распределении креплений

$$s = C\sqrt{p(a^2 + b^2)} \text{ мм.} \quad (246)$$

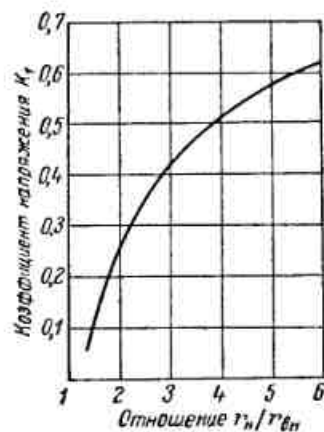


Рис. 78. Значение коэффициента k_1 в зависимости от отношения радиусов

$$\text{сов } \frac{r_n}{r_{вн}}$$

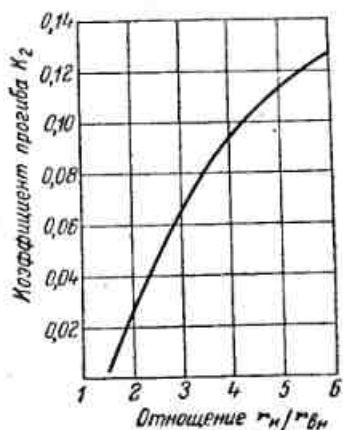


Рис. 79. Значение коэффициента k_2 в зависимости от отношения радиусов

$$\text{сов } \frac{r_n}{r_{вн}}$$

Толщина стенки при неравномерном распределении креплений

$$s = 0,5C(d_1 + d_2)\sqrt{p} \text{ мм,} \quad (247)$$

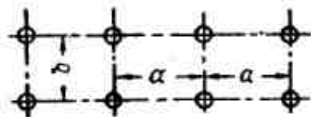


Рис. 80. Равномерно распределенные крепления.

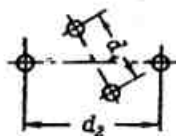


Рис. 81. Неравномерно распределенные крепления.

где C — расчетный коэффициент, принимаемый по табл. 57;
 p — наибольшее расчетное давление, кг/см^2 ;
 a — расстояние между распорными или анкерными болтами в одном ряду (рис. 80), мм ;
 b — расстояние между рядами распорных или анкерных болтов (рис. 80), мм ;
 d_1, d_2 — расстояние между креплениями (рис. 81), мм .

Значения коэффициента C

Значения C	Условия работы плоских стенок
0,017	Для оmyваемых горячими газами и водой стенок, в которые ввертываются на резьбе распорные или анкерные болты и расклепываются
0,015	Для таких же стенок, но не оmyваемых горячими газами
0,0155	Для оmyваемых горячими газами и водой стенок, в которые ввертываются на резьбе распорные или анкерные болты с наружными гайками или точеными головками
0,0135	Для таких же стенок, но не оmyваемых горячими газами
0,014	Для стенок, скрепленных только анкерными трубками
0,013	Для неомываемых горячими газами стенок, имеющих анкеры, снабженные гайками и скрепляющими шайбами, при этом диаметр наружной скрепляющей шайбы равен $\frac{2}{5}$ расстояния между анкерами и толщина шайбы равна $\frac{2}{5}$ толщины стенки
0,012	Для таких же стенок, но диаметр наружной скрепляющей шайбы равен $\frac{3}{5}$ расстояния между анкерами и толщина шайбы равна $\frac{5}{5}$ толщины стенок
0,011	Для таких же стенок, но диаметр наружной скрепляющей шайбы равен $\frac{4}{5}$ расстояния между анкерами и шайбой, толщина которой равна толщине стенки и которая приклепана к этой стенке

Формулы (246) и (247) выведены в предположении, что стенки из стали имеют предел прочности материала $\sigma_b = 36 \text{ кг/мм}^2$. При выполнении стенок с большим пределом прочности материала толщина их должна быть уменьшена умножением величины s на $\sqrt{\frac{36}{\sigma_b}}$.

В случае, если температура среды, оmyвающей стенку, больше 230°C , расчет ведется с учетом температуры.

Плоская стенка, подкрепленная ребрами жесткости (рис. 82). Число поперечных и продольных ребер, а также их размер и профиль выбираются из условий допустимых напряжений в материале стенки и ребер. Обычно в качестве ребер принимаются угольники.

Расчет ведется по наибольшей стороне плоской стенки.

Введем следующие обозначения:

- p — расчетное давление на стенку, кг/см^2 ;
- a — большая сторона прямоугольника стенки, заключенная между ребрами, см ;
- b — меньшая сторона того же прямоугольника стенки, см ;
- h — высота ребра, см ;
- l — длина ребра по наибольшей стороне стенки, см ;
- B — ширина пояса, равная стороне прямоугольника, расположенной по длине ребра l , см ;

- F_1 — площадь сечения ребра, $см^2$;
 X_1X_1 — ось центра тяжести сечения ребра;
 X_2X_2 — ось центра тяжести сечения пояска плоской стенки;
 XX — ось центра тяжести сечения пояска и ребра;
 OO — ось основания пояска;
 I_{X_1} — момент инерции сечения ребра относительно оси X_1X_1 , $см^4$; определяется из таблиц для принятого профиля и размера ребра;
 Z_0 — расстояние вершины ребра от оси X_1X_1 , $см$;
 s — толщина прямоугольной стенки, заключенной между ребрами жесткости, определяется по формуле (240), $см$;

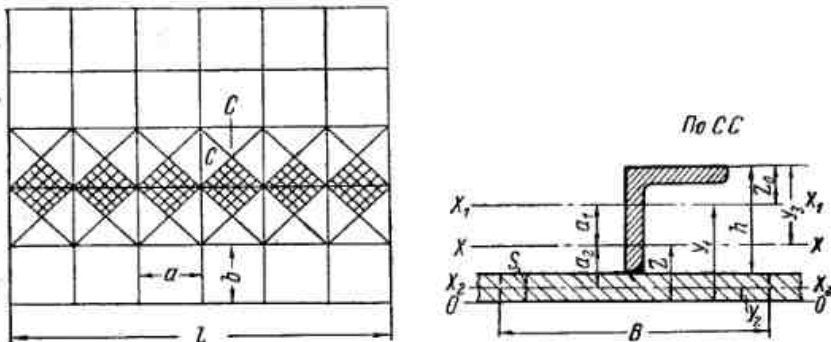


Рис. 82 К расчету плоской стенки, подкрепленной ребрами жесткости.

- Y_1 — расстояние оси X_1X_1 от оси OO
 $Y_1 = h + s - Z_0$ $см$;
 Y_2 — расстояние оси X_2X_2 от оси OO
 $Y_2 = 0,5s$ $см$;
 F_2 — площадь сечения пояска
 $F_2 = Bs$ $см$;
 Z — расстояние нейтральной оси XX от оси OO
 $Z = \frac{F_1Y_1 + F_2Y_2}{F_1 + F_2}$ $см$;
 a_1 — расстояние между осями X_1X_1 и XX
 $a_1 = Y_1 - Z$ $см$;
 a_2 — расстояние между осями X_2X_2 и XX
 $a_2 = Z - Y_2$ $см$;
 Y_3 — расстояние наиболее удаленного волокна от оси XX
 $Y_3 = s + h - Z$ $см$.

Нагрузка, действующая на ребро и поясок,

$$Q = IBp \text{ кг.} \quad (248)$$

Наибольший изгибающий момент, действующий на ребро и поясок,

$$M = \frac{Ql}{12} \text{ кг} \cdot \text{см.} \quad (249)$$

Момент инерции сечения пояска относительно оси X_2X_2

$$I_{X_2} = \frac{Bs^3}{12} \text{ см}^4. \quad (250)$$

Момент инерции сечения ребра относительно оси XX

$$I_1 = I_{X_1} + a_1^2 F_1 \text{ см}^4. \quad (251)$$

Момент инерции сечения пояска относительно оси XX

$$I_2 = I_{X_2} + a_2^2 F_2 \text{ см}^4. \quad (252)$$

Суммарный момент инерции ребра и пояска относительно оси XX

$$I = I_1 + I_2 \text{ см}^4. \quad (253)$$

Напряжение, возникающее в ребре от действия момента M ,

$$R_2 = \frac{MY_3}{I} \text{ кг/см}^2. \quad (254)$$

Напряжение, возникающее в пояске от действия момента M ,

$$R_z = \frac{MZ}{I} \text{ кг/см}^2. \quad (255)$$

Стенки и укрепления прямоугольных сосудов

При определении размеров прямоугольных сосудов пользуются преимущественно соотношениями

$$B = \sqrt{V}; \quad L = \frac{3}{2} B; \quad H = \frac{2}{3} B,$$

где B — ширина;
 L — длина;
 H — высота;
 V — объем.

Давление жидкости на стенку сосуда

$$p = 0,85\gamma H \text{ кг/см}^2, \quad (256)$$

где γ — удельный вес жидкости, $кг/см^3$;
 H — высота столба жидкости, $см$.

Толщина стенки сосуда:

$$s = \sqrt{\frac{3pL^2H^2}{8R_b(H^2 + L^2)}} + C \text{ см}, \quad (257)$$

где L — длина стенки, или расстояние между вертикальными стойками, см;

H — высота стенки, или расстояние между горизонтальными элементами жесткости, см;

R_b — допускаемое напряжение на изгиб, кг/см²;

C — прибавка на коррозию, см.

Момент сопротивления вертикальной стойки:

$$W = \frac{\gamma LH^2}{16R_b} \text{ см}^3, \quad (258)$$

где γ — удельный вес жидкости, кг/см³;

L — расстояние между стойками, см;

H — высота вертикальной стенки, см;

R_b — допускаемое напряжение на изгиб материала стойки, кг/см².

По вычисленному моменту сопротивления подбирается соответствующее сечение стойки.

Длина горизонтального элемента жесткости или расстояние между связями, скрепляющими горизонтальные элементы жесткости, при наличии одного ряда горизонтальных укреплений по высоте:

$$L = \frac{4}{H} \sqrt{\frac{R_b W}{\gamma}} \text{ см}. \quad (259)$$

Длина нижнего горизонтального элемента жесткости или расстояние между связями, скрепляющими нижний горизонтальный элемент жесткости, при наличии двух рядов горизонтальных укреплений по высоте:

$$L_1 = 4 \sqrt{\frac{R_b W}{\gamma \left(H - \frac{h_1 + h_2}{4} \right) (h_1 + h_2)}} \text{ см}. \quad (260)$$

Длина верхнего горизонтального элемента жесткости или расстояние между связями, скрепляющими верхний элемент жесткости, при наличии двух рядов горизонтальных укреплений по высоте:

$$L_2 = \frac{4}{H - \frac{h_1 + h_2}{2}} \sqrt{\frac{R_b W}{\gamma}} \text{ см}. \quad (261)$$

Здесь W — момент сопротивления горизонтальных укреплений, см³;

h_1 — расстояние от дна до нижнего горизонтального элемента, см;

h_2 — расстояние от дна до верхнего горизонтального элемента, см;

R_b , γ и H — то же, что в формуле (258).

Расстояние между балками под днищем сосуда:

$$l = 1,254s \sqrt{\frac{R_b}{\gamma H}} \text{ см}, \quad (262)$$

где s — толщина стенки днища без прибавки C , см;

R_b , γ и H — то же, что в формуле (258).

При расчете толщин стенок и днища сварного прямоугольного сосуда коэффициент прочности сварного шва ϕ можно не учитывать при условии расположения шва на расстоянии $1/4$ пролета между стойками или балками, где изгибающий момент имеет минимальную абсолютную величину.

Прямоугольные камеры, подверженные внутреннему давлению

Толщина стенки s прямоугольной камеры определяется по напряжениям, возникающим в углу камеры, и по напряжениям, возникающим в наиболее ослабленном сечении стенки (рис. 83).

Для первого случая

$$s = \frac{p}{200R} \sqrt{m^2 + l^2} + \sqrt{6M_a \frac{p}{100R}} \text{ мм}. \quad (263)$$

Для второго случая

$$s = \frac{p}{200R} \frac{l}{\phi} + \sqrt{\frac{6M_b}{\phi} \frac{p}{100R}} \text{ мм}. \quad (264)$$

Здесь p — расчетное давление среды, кг/см²;

R — допустимое напряжение, кг/см² (принимается по табл. 56);

M_a — условный изгибающий момент в углу камеры (отнесенный к единице длины и к давлению 100 кг/см²), определяемый по формуле

$$M_a = \frac{1}{3} \frac{m^2 + l^2}{m + l} \text{ мм}^2;$$

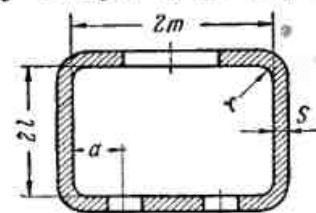


Рис. 83. К расчету прямоугольных камер.

M_b — условный изгибающий момент в любом месте рассчитываемой стороны камеры (отнесенный к единице длины и к давлению 100 кг/см^2), определяемый по формуле

$$M_b = ma - \frac{a^2}{2} - \frac{1}{3} \frac{m^2 + l^2}{m + l} \text{ мм}^2.$$

m — полуширина в свету рассчитываемой стороны камеры, мм;

l — полуширина в свету стороны, перпендикулярной к рассчитываемой, мм;

a — наименьшее расстояние от внутренней поверхности боковой стенки до оси ослабления (отверстия или сварного шва), мм;

φ — коэффициент прочности сварного шва, принимается по табл. 50;

φ' — коэффициент ослабления стенки отверстиями, равный

$$\varphi' = \frac{t-d}{t},$$

где t — шаг отверстий, мм;

d — диаметр отверстий, мм.

§ 36. РАСЧЕТ НЕУКРЕПЛЕННЫХ И УКРЕПЛЕННЫХ ОТВЕРСТИЙ

Неукрепленные отверстия

Неукрепленными считаются: а) отверстия под развальцовку и резьбу; б) отверстия, уплотняемые лучковыми или другими затворами; в) отверстия, предназначенные для присоединения труб, штуцеров, втулок и т. п. на приварке, если конструкция сварных швов не обеспечивает совместную работу привариваемых элементов с сосудом.

Допустимый наибольший диаметр неукрепленных отверстий d_n определится по формуле

$$d_n = 8,1 \sqrt[3]{D_n s (1-k)} \text{ мм}, \quad (265)$$

где D_n — внутренний диаметр корпуса, мм;

s — толщина стенки корпуса, мм;

k — действительный коэффициент прочности сосуда, определяемый по формуле

$$k = \frac{p D_n}{(230 R_z - p) s} \leq 0,99,$$

где p — расчетное давление в корпусе, кг/см^2 ;

R_z — допускаемое напряжение на растяжение, кг/мм^2 .

Во всех случаях наибольший диаметр неукрепленного отверстия не должен превышать

$$d_n \leq 0,6 D_n \text{ и } d_n \leq 200 \text{ мм}.$$

Для овальных отверстий величина d_n должна быть заменена длиной большой оси овала.

При наличии в сосуде неукрепленных отверстий гидравлическое испытание должно производиться под давлением, не превышающим $1,5 p$, в противном случае отверстия предварительно должны быть укреплены.

Укрепленные отверстия

Размеры укреплений отверстий обычно выбираются из следующих соотношений:

$$D > 2d; \quad b > 2s; \quad s \leq 2,5s_1,$$

где D — наружный диаметр укрепляющего кольца, см;

d — внутренний диаметр укрепляющего кольца, см;

$b = 0,5(D-d)$ — ширина укрепляющего кольца, см;

s — толщина укрепляющего кольца, см;

s_1 — толщина стенки корпуса, см.

Наружный диаметр укрепляющего кольца определяется формулой:

$$D = \frac{d_1 (s_1 - C - C_1) \varphi}{s} + d \text{ см}, \quad (266)$$

где d_1 — диаметр отверстия в корпусе, см;

C — прибавка на коррозию, см;

C_1 — конструктивная или производственная прибавка, см;

φ — коэффициент прочности сварного шва.

1. Если укрепление отверстия крепится на заклепках, то диаметр укрепляющего кольца, определяемый по формуле (266), должен быть увеличен на $n\delta$, где n — число отверстий под заклепки, пересекаемые опасным сечением укрепления, и δ — диаметр отверстий под заклепки, см.

2. Если корпус аппарата выполнен несварным или если при сварном корпусе сварной шов пересекается отверстием, то в этом случае в формулу (266) подставляется коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1$.

3. Если к небольшому отверстию присоединяется толстостенный патрубок без укрепляющего пальца, то удовлетворительность укрепления, сообщаемого патрубком отверстию, может быть проверена по формуле (266), при этом вместо размера d_1 подставляется внутренний диаметр патрубка $d_{ин}$, а вместо размера s_1 — высота патрубка, равная $2,5(s_1 - C)$, см.

4. Если отверстие имеет не круглую, а эллиптическую или прямоугольную форму, то вместо диаметра отверстия d_1 в формулу (266) подставляется наибольший его размер (за исключением случая, изложенного в п. 5) и соответственно определяется наибольший наружный размер укрепления отверстия.

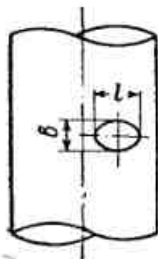


Рис. 84. К расчету укреплений отверстий.

5. Если на цилиндрическом корпусе расположено эллиптическое или прямоугольное отверстие, большая ось которого перпендикулярна оси цилиндра (рис. 84), то вместо наибольшего размера отверстия подставляется либо его ширина b , либо половина длины $l/2$, в зависимости от того, которая из величин больше.

§ 37. РАСЧЕТ ЗАКЛЕПОЧНЫХ ШВОВ

Диаметр заклепок определяется по эмпирическим формулам для односрезных швов (внахлестку или с одной накладкой):

$$d = \sqrt{5s} - 0,4 \text{ см}, \quad (267)$$

где s — толщина листов, $см$.

Шаг заклепок:

1) для однорядного шва (рис. 85, а)

$$t = 2d + 0,8 \text{ см};$$

2) для двухрядного шва при параллельном расположении заклепок (рис. 85, б)

$$t = 2,6d + 1,0 \text{ см};$$

3) для двухрядного шва при шахматном расположении заклепок (рис. 85, в)

$$t = 2,6d + 1,5 \text{ см}.$$

Расстояние от кромки листа до центра заклепки:

$$a = 1,5d \div 1,6d \text{ см}.$$

Расстояние между рядами заклепок при их параллельном расположении:

$$a_1 = 0,8t \text{ см}.$$

Расстояние между рядами заклепок при их шахматном расположении:

$$a_2 = 0,6t \text{ см}.$$

Коэффициент ослабления листов:

$$\varphi = \frac{t-d}{t}.$$

Сила, приходящаяся на 1 $см$ длины шва:

$$P = \frac{p_0 D}{2} \text{ кг/см}, \quad (268)$$

где p_0 — наивысшее расчетное давление в корпусе, $кг/см^2$;
 D — внутренний диаметр корпуса, $см$.

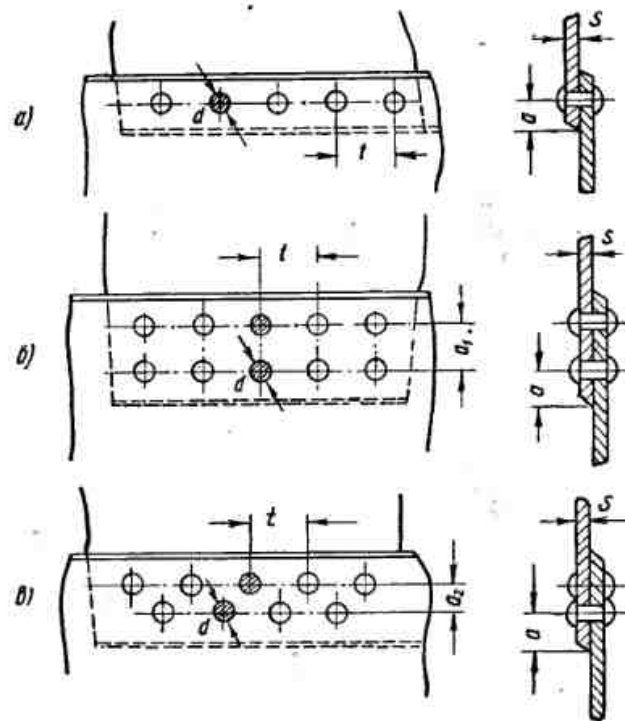


Рис. 85. К расчету заклепочных швов.

Допускаемая сила P не должна превосходить:

Для однорядных швов	$P < 500$
Для двухрядных швов с шахматным расположением заклепок	$P = 390 \div 950$
Для двухрядных швов с параллельным расположением заклепок	$P = 390 \div 1000$

Удельное сопротивление скольжению:

$$k = \frac{Pt}{0,785d^2} \text{ кг/см}^2. \quad (269)$$

Допускаемое удельное сопротивление скольжению для односрезных швов

$$k < 700 \text{ кг/см}^2.$$

§ 38. РАСЧЕТ ТРУБОК

Толщина стенки трубки

$$s = \frac{p d n}{2 \sigma_b \varphi} + C \text{ см}, \quad (270)$$

где p — максимальное рабочее давление, кг/см^2 ;
 d — внутренний диаметр трубки, см ;
 σ_b — предел прочности материала трубки, кг/см^2 ;
 φ — коэффициент прочности сварного шва;
 C — прибавка на овальность, коррозию и пр.;
 n — запас прочности, равный:

Для жидкостей	4,5
Для пара	5,6
Для перегретого пара	7,1

Трубки с толщиной стенок менее 1 мм для судовых теплообменных аппаратов не применяются.

Толщины и наружные диаметры трубок принимаются по стандартам в зависимости от условных проходов и давлений.

Рекомендуемые трубки для теплообменных аппаратов указаны в табл. 58.

Проходы патрубков, приварышей, штуцеров и т. п. для присоединения труб к аппаратам принимаются равными условным проходам для арматуры, фитингов и трубопроводов (по ГОСТ 355—52, табл. 59), прочность которых должна выбираться в зависимости от условных давлений по ГОСТ 356—52.

Таблица 58

Рекомендуемые трубки для теплообменных аппаратов

Назначение трубок	Диаметры, мм	Материал	ГОСТ
Для подогревателей топлива	17/13	Сталь	301—50
Для конденсаторов и охладителей воды	16/14	} Мельхиор	2203—43
	16/13		
Для маслоохладителей	10/8	} Мельхиор	2203—43
	16/14		
Для подогревателей воды и масла	10/8	} Латунь	494—52
	16/14		
	16/13		
Для испарителей	36/32	Медь	617—53
Для воздухонагревателей	10/8	Латунь	494—52
Для воздухоохладителей	10/8	Мельхиор	2203—43
Для бытовых аппаратов и цистерн с подогревом	16/13	Медь	617—53
Для змеевиков подогрева масла и топлива	26/20	Медь	617—53
Для манометров	9/6	Медь	617—53

Для арматуры и соединительных частей трубопроводов, изготовленных из стали, давления условные, рабочие и пробные приведены в табл. 60, а из цветных металлов — в табл. 61.

Таблица 59

Проходы условные для арматуры, фитингов и трубопроводов ГОСТ 355—52 с ограничением по ВН—С1—1158—52

Диаметры условных проходов, мм							
3	20	50	100	200	300	400	700
6	25	60	125	(225)	(325)	450	800
10	32	70	150	250	350	500	900
15	40	80	175	(275)	(375)	600	1000

Примечание.
 Величины условных проходов, заключенные в скобки, разрешается применять только в исключительных случаях для паропровода.

Таблица 60

Давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов из углеродистой стали (по ГОСТ 356—52)

условные P_u	пробные (водой при температуре ниже 100° С) $P_{пр}$	Давления рабочие наибольшие при температурах среды в °С, кг/см^2						
		до 200 P_{20}	250 P_{25}	300 P_{30}	350 P_{35}	400 P_{40}	425 P_{42}	450 P_{45}
1	2	1	1,0	1,0	0,7	0,6	0,6	0,5
2,5	4	2,5	2,3	2,0	1,8	1,6	1,4	1,1
4	6	4	3,7	3,3	2,9	2,6	2,3	1,8
6	9	6	5,5	5,0	4,4	3,8	3,5	2,7
10	15	10	9,2	8,2	7,3	6,4	5,8	4,5
16	24	16	15	13	12	10	9	7
25	38	25	23	20	18	16	14	11
40	60	40	37	33	30	28	23	18
64	96	64	59	52	47	41	37	29
100	150	100	92	82	73	64	58	45
160	240	160	147	131	117	102	93	72
200	300	200	184	164	146	128	116	90
250	350	250	230	205	182	160	145	112
320	430	320	294	262	234	205	185	144
400	520	400	368	328	292	256	232	180
500	625	500	460	410	365	320	290	225

Таблица 61

Давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов из бронзы, латуни и меди

Давления, кг/см ²		Давления рабочие наибольшие при температурах среды в °С, кг/см ²		
условные P_u	пробные (водой при температуре ниже 100° С) $P_{пр}$	до 120 P_{17}	200 P_{20}	250 P_{25}
1	2	1	1	0,7
2,5	4	2,5	2	1,7
4	6	4	3,2	2,7
6	9	6	5	4
10	15	10	8	7
16	24	16	13	11
25	38	25	20	17
40	60	40	32	27
64	96	64	—	—
100	150	100	—	—
160	240	160	—	—
200	300	200	—	—
250	350	250	—	—

Проверка толщины стенки трубки на утонение при изгибе радиусом менее $3,5d_n$

$$s_1 = s - \frac{sd_n}{2r + d_n} \text{ мм}, \quad (271)$$

где s_1 — толщина стенки трубки после изгиба, мм;
 s — толщина стенки трубки до изгиба, мм;
 d_n — наружный диаметр трубки, мм;
 r — радиус изгиба трубки, мм.

Проверка трубки на изгиб. Стрела прогиба трубки:

$$y_0 = \frac{5}{384} \frac{Gl^3}{EI} \text{ см}, \quad (272)$$

где G — вес трубки с жидкостью, кг;
 l — расстояние между опорами (диафрагмами, трубными досками), см; l принимается не свыше 1,5 м;
 E — модуль упругости материала трубки, кг/см²;
 I — момент инерции трубки, см⁴:

$$I = \frac{\pi}{64} (d_n^4 - d_0^4);$$

где d_n — наружный диаметр трубки, см;

d_0 — внутренний диаметр трубки, см.

Максимально допустимая стрела прогиба трубки $y_{\max} = 2 \text{ мм}$.

Число свободных колебаний трубки:

$$m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{y_0}} \text{ кол/сек}, \quad (273)$$

где y_0 — максимальная стрела прогиба трубки, см;

$g = 981 \text{ см/сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

Пробное гидравлическое давление греющих и охлаждающих трубок аппаратов и самих теплообменных аппаратов назначается по ГОСТ 2029—52.

§ 39. РАСЧЕТ БОЛТОВ И ШПИЛЕК

Полное усилие, действующее на все болты от внутреннего давления среды,

$$Q = pF \text{ кг}, \quad (274)$$

где p — расчетное давление среды, кг/см²;

F — площадь, ограниченная осевой линией прокладки, см².

Расчетное усилие на один болт при расположении болтов по окружности (рис. 86):

$$P_0 = \frac{kQ}{z} \text{ кг}, \quad (275)$$

Расчетное усилие на наиболее нагруженный болт при расположении болтов по эллипсу или прямоугольнику с отношением сторон прямоугольника $\frac{a}{b} < 1,5$ (рис. 87):

$$P_0 = \frac{kptF}{2\pi r} \text{ кг}, \quad (276)$$

Расчетное усилие на один болт при расположении болтов по прямоугольнику с отношением его сторон $\frac{a}{b} \geq 1,5$:

$$P_0 = kptr \text{ кг}, \quad (277)$$

где k — коэффициент затяжки болта, обеспечивающий плотность соединения сжатием прокладки; $k = 1,8 \div 2,0$ при температуре среды менее 300° С; $k = 2,0 \div 2,5$ при температуре среды более 300° С;

z — число болтов

$$z = \frac{U}{t},$$

где U — периметр линии расположения болтов, см:
для окружности

$$U = \pi D_0;$$

для прямоугольника

$$U = 2(a' + b');$$

для эллипса

$$U = \pi \sqrt{2(a^2 + b^2)};$$

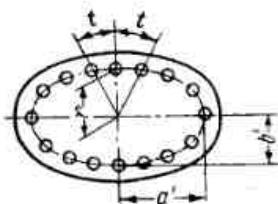
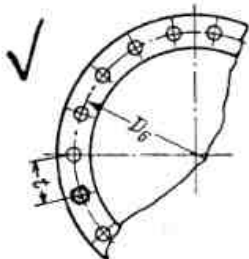
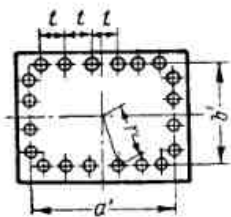
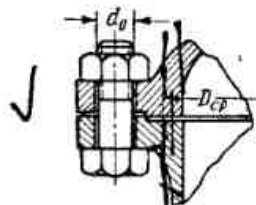


Рис. 86. К расчету болтов, расположенных по окружности.

Рис. 87. К расчету болтов, расположенных по эллипсу или прямоугольнику.

t — расстояние (шаг) между болтами, см, принимаемый $t = (3,5 \div 4,0) d_0$ — для масел; $t = (4,0 \div 5,0) d_0$ — для пара, воды, воздуха, топлива;

a — большая сторона прямоугольника (полуось эллипса) между осевыми линиями прокладки, см;

a' — то же между осевыми линиями расположения болтов, см;

b — меньшая сторона прямоугольника (полуось эллипса) между осевыми линиями прокладки, см;

b' — то же между осевыми линиями расположения болтов, см;

D_0 — диаметр окружности расположения болтов, см;

r — наименьшее расстояние от центра поверхности до оси прокладки, см;

d_0 — номинальный диаметр болта

$$d_0 = 1,13 \sqrt{\frac{P_0 r}{\sigma_b}} + 0,5 \text{ см}, \quad (278)$$

где σ_b — предел прочности материала болтов, кг/см²;
 n — запас прочности, принимаемый:

Для тщательно выполненных болтов и опорных поверхностей и мягкого уплотнительного материала, а также для случаев, когда известно, что материал болтов удовлетворяет техническим условиям 5

Для хорошо обработанных болтов и поверхностей и мягкого уплотнительного материала 6,5

Для болтов, не вполне удовлетворяющих условиям, изложенным при $n = 6,5$ 8

Напряжение в стержне болта:

$$R_z = 1,27 \frac{P_0}{d_n^2} \text{ кг/см}^2, \quad (279)$$

где d_n — диаметр болта по внутренней резьбе, см.

Допускаемые нагрузки и напряжения для уплотнительных болтов с метрической резьбой (без учета коэффициента затяжки болтов) приведены в табл. 62.

Таблица 62

Допускаемые нагрузки и напряжения для уплотнительных болтов с метрической резьбой

Диаметр болта, d_0	Допускаемая нагрузка в кг при n , равном			Допускаемое напряжение в кг/см ² при n , равном		
	5	6,5	8	5	6,5	8
M8	12	9	6	37	29	20
M10	58	46	31	114	90	60
M12	140	110	74	188	148	99
M14	256	202	135	251	198	133
M16	441	319	233	313	226	165
M18	595	470	314	348	275	184
M20	863	682	457	391	309	207
M22	1182	934	625	428	338	226
M24	1425	1126	754	449	355	238
M27	2048	1618	1083	489	386	258
M30	2615	2088	1383	514	406	272
M36	4162	3288	2201	558	441	295
M42	6067	4793	3209	591	467	313
M48	8329	6581	4405	616	486	326

Примечания:

1. Таблица приведена для болтов из обычного болтового материала Ст. 4 и Сталь 20. При применении других материалов допускаемые нагрузки и напряжения для болтов должны быть изменены соответственно изменению пределов прочности материалов.

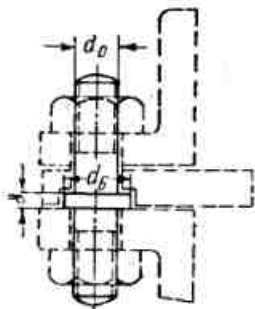
2. При повышении температуры допускаемое напряжение в болтах и шпильках должно снижаться в соответствии с падением предела прочности материала.

3. Уплотнительные болты диаметром менее 12 мм для судовых аппаратов не применяются.

4. При учете силы затяжки болтов допускаемые нагрузки и напряжения, указанные в таблице, должны быть увеличены на принятый коэффициент затяжки болтов.

Расчет буртика шпильки (рис. 88):

Толщина буртика шпильки



$$\delta = \frac{P_0}{\pi d_0 R_{cp}} \text{ см.} \quad (280)$$

Диаметр буртика шпильки

$$d_6 = \sqrt{d_0^2 + \frac{1,27 P_0}{R_{cm}}} \text{ см.} \quad (281)$$

Из условий равнопрочности буртика и шпильки размеры буртика не должны быть менее

$$\delta_1 \geq \frac{d_0}{3}; \quad d_6 \geq 1,4 d_0.$$

Рис. 88. К расчету буртика шпильки.

Здесь R_{cp} — допускаемое напряжение в буртике на срез, $кг/см^2$; принимается $R_{cp} = 0,6 R_z$;

R_{cm} — допускаемое напряжение в буртике на смятие, $кг/см^2$; принимается $R_{cm} = 1,8 R_z$;

R_z — допускаемое напряжение на растяжение, $кг/см^2$.

Остальные обозначения те же, что и в расчете болтов.

Минимальные расстояния между болтами для отвертывания гаек нормальными плоскими гаечными ключами приведены в табл. 63.

Таблица 63

Минимальные расстояния между болтами

d_0 , мм	6	8	10	12	14	16	(18)	20	(22)	24	27	30	36	42	48
t_1	26	31	35	42	45	52	60	60	74	74	82	92	106	119	132
t_2	30	35	39	48	52	56	67	67	80	80	89	98	114	130	145
c	12	13	15	18	20	21	25	25	30	30	33	36	41	46	50

Обозначения:

d_0 — номинальный диаметр болта, мм;

t_1 — расстояние между осями при снятии ключа вверх, мм;

t_2 — расстояние между осями болтов при снятии ключа в сторону, мм;

c — расстояние от оси болта до стенки, мм.

§ 40. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВ

Толщина круглого литого фланца (рис. 89)

$$s = \sqrt{\frac{6 P_0 a z}{\pi D_f R_b k}} + C \text{ см.} \quad (282)$$

Толщина круглого приварного фланца (рис. 90)

$$s = \beta \sqrt{\frac{P_0 (r_0 - r) t}{R_b (t - d) d}} + 1,2 \text{ см.} \quad (283)$$

Формулу (283) рекомендуется применять только для средних давлений и диаметров, для прочих случаев необходимо пользоваться формулой (282).

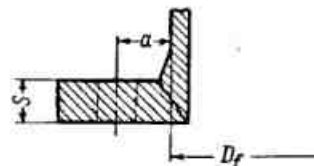


Рис. 89. К расчету круглого литого фланца.

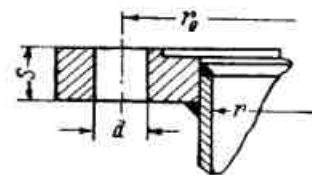


Рис. 90. К расчету круглого приварного фланца.

Толщина прямоугольного (рис. 91) или овального фланца

$$s = \sqrt{\frac{6 P_0 a}{R_b (t - d) k}} + C \text{ см.} \quad (284)$$

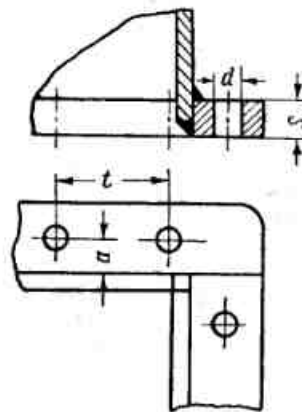


Рис. 91. К расчету прямоугольного фланца.

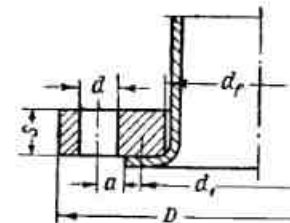


Рис. 92. К расчету свободно вращающегося фланца.

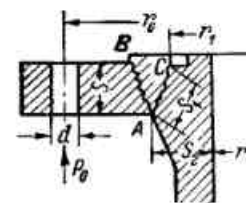


Рис. 93. К расчету опасного сечения фланца.

Толщина свободно вращающегося фланца (рис. 92)

$$s = 1,225 d_1 \sqrt{\frac{P_0 a}{R_b (D - d_f - 2d)}} + C \text{ см.} \quad (285)$$

Проверка напряжений изгиба в опасном сечении фланца (рис. 93) может быть произведена по следующим формулам.

Напряжение изгиба в сечении *AB* по выступу фланца

$$R_b = \frac{3P_0 z [r_0 - (r + s_2)]}{\pi (r + s_1) s^2} \text{ кг/см}^2. \quad (286)$$

Напряжение изгиба в сечении *AC* по выточке фланца

$$R_b = \frac{3P_0 z [2r_0 - (r + s_1 + r_1)]}{\pi (r + s_2 + r_1) s_1^2} \text{ кг/см}^2. \quad (287)$$

Проверка фланцевого соединения на плотность определяется по формуле

$$\alpha = t \sqrt[4]{\frac{p}{s^3}}, \quad (288)$$

где $\alpha \leq 10$ — для стали и бронзы;

$\alpha \leq 7$ — для чугуна;

Здесь *s* — толщина фланца, см (при наличии выточки в опасном сечении расчетная толщина фланца должна быть увеличена на глубину выточки);

p — расчетное давление среды, кг/см²;

a — расстояние от центра болтового отверстия до стенки (отбортовки или кольца) трубы (плечо изгиба), см;

*P*₀ — расчетное усилие на один болт, кг;

z — число болтов;

*D*_г — диаметр окружности сопряжения трубы с фланцем (опасного сечения), см;

k — коэффициент затяжки болтов (см. § 39);

*r*₁ — радиус наружной кромки выточки, см;

*s*₁ — толщина фланца в сечении по выточке, см;

*s*₂ — толщина трубы в месте сопряжения ее с фланцем, см;

*r*₀ — радиус окружности центров болтовых отверстий, см;

r — внутренний радиус корпуса (трубы), см;

D — наружный диаметр фланца, см;

*d*₁ — диаметр средней линии прокладки, см;

*d*_г — внутренний диаметр фланца, см;

d — диаметр болтового отверстия, см;

C — добавка, см;

t — расстояние между болтами (шаг болтов), см;

$\beta = 0,43$ — коэффициент для фланцев, не подвергающихся нагрузке от давления уплотнения (фланцы с прокладками, проходящими по всей торцевой поверхности, от действия затяжки болтов не испытывают напряжения на изгиб);

$\beta = 0,6$ — коэффициент для фланцев, нагруженных на изгиб действием уплотняющего давления (фланцы с прокладками на части торцевой поверхности);

$R_b = \frac{\sigma_b}{n}$ — допускаемое напряжение на изгиб, кг/см²;

где σ_b — предел прочности материала, кг/см²;

n — запас прочности, принимаемый

Для стальных фланцев	5—6
Для бронзовых и латунных фланцев	6—7
Для стального и бронзового литья	8

Расчет фланцев под развальцовку, под резьбу, под заклепки или комбинированных из них производится по формуле (283) для приварных фланцев.

Фланцы для патрубков теплообменных аппаратов принимаются по ГОСТ на фланцы в зависимости от условного прохода и условного давления (ГОСТ 355—52 и ГОСТ 356—52).

§ 41. РАСЧЕТ ТРУБНЫХ ДОСОК

Трубные доски являются одной из наиболее ответственных деталей трубчатых теплообменных аппаратов. Условия работы трубных досок зависят в основном от назначения и конструкции теплообменных аппаратов.

В практике нашла применение нижеприведенная методика расчета различных трубных досок, основанная на теории изгиба пластин с учетом основных особенностей конструктивных схем теплообменников и условий их работы.

Введем следующие условные обозначения:

p — расчетное давление среды, кг/см²;

s — толщина трубной доски, см;

r — расчетный параметр закрепленной трубной доски, см;

*r*₁ — радиус окружности болтовых отверстий, см;

b — меньшая сторона прямоугольника, ограниченного осевой линией болтовых отверстий, см;

*b*₁ — меньшая полуось эллипса, ограниченного осевой линией болтовых отверстий, см;

a — большая сторона прямоугольника, ограниченного осевой линией болтовых отверстий, см;

*a*₁ — большая полуось эллипса, ограниченного осевой линией болтовых отверстий, см;

*D*_г — диаметр средней линии прокладки, см;

*d*_н — наружный диаметр трубок, см;

n — число трубок;

t — шаг трубок при разбивке их по равнобедренному треугольнику, см;

*t*₁ — шаг расположения трубок в ряду, см;

*t*₂ — шаг между рядами трубок, см;

*d*₀ — диаметр связи по внутренней резьбе, см;

z — число связей;

*r*_с — радиус окружности расположения связей;

*c*₁ — расстояние между осевой линией болтовых отверстий и крайним рядом связей, расположенных по большой стороне прямоугольника или эллипса, см;

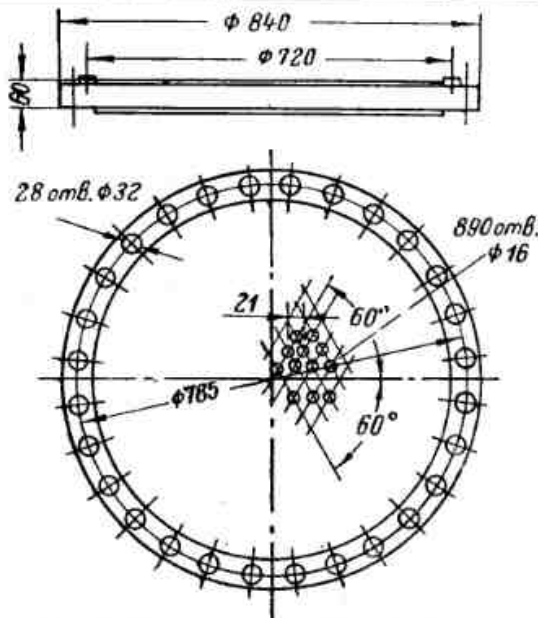


Рис. 94. К расчету круглой трубной доски, не подкрепленной связями.

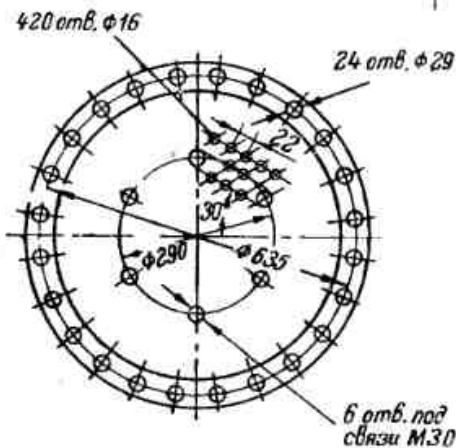
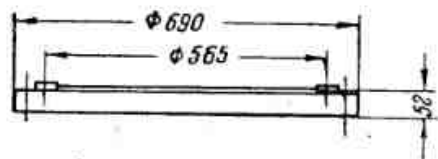


Рис. 95. К расчету круглой трубной доски, подкрепленной связями.

c_2 — расстояние между рядами связей, расположенных по большей стороне прямоугольника или эллипса, см;
 c_3 — расстояние между связями в ряду, см;
 L — расчетная длина связей (расстояние между плоскостями заделки), см.

Толщина круглой, прямоугольной и эллиптической трубных досок, не подкрепленных и подкрепленных связями, определяется по формуле:

$$s = r \sqrt{\frac{\psi_{ep}}{\varphi R_b}} + C \text{ см.} \quad (289)$$

Расчетный параметр закрепления трубной доски r выбирается по табл. 64 в зависимости от формы и способа закрепления.

Таблица 64

Значение расчетного параметра r

Форма и способ закрепления трубной доски	r
Для круглой доски, не подкрепленной (рис. 94) и подкрепленной (рис. 95) связями	r_1
Для прямоугольной доски, не подкрепленной связями (рис. 96)	b
Для эллиптической доски, не подкрепленной связями	b_1
Для прямоугольной (рис. 97) или эллиптической доски, подкрепленной анкерными или распорными связями (принимается большая величина)	c_1 или c_2

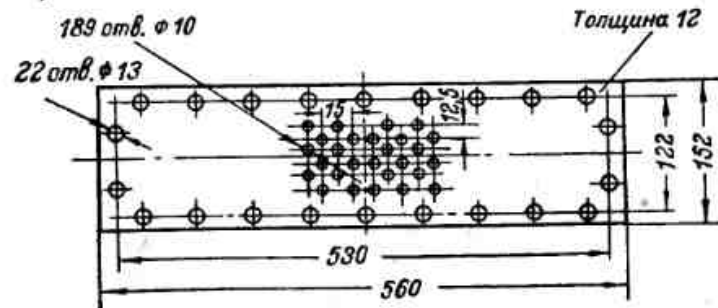


Рис. 96. К расчету прямоугольной трубной доски, не подкрепленной связями.

Коэффициент ψ , учитывающий способ закрепления трубной доски в зависимости от ее формы, выбирается по табл. 65 и 66.

Значение коэффициента ψ

Форма и способ крепления трубной доски	Значение ψ
Для круглой доски, не подкреплённой связями (рис. 94)	0,5
Для круглой доски, подкреплённой анкерными или распорными связями (рис. 95)	0,75
Для прямоугольной доски, не подкреплённой связями, значение ψ выбирается в зависимости от отношения сторон прямоугольника a/b (рис. 96)	По табл. 66
Для эллиптической доски, не подкреплённой связями	$\psi = \frac{1,8}{1 + \frac{2b_1^2}{3a_1^2} + \frac{b_1^4}{a_1^4}}$
Для прямоугольной и эллиптической доски, подкреплённой анкерными или распорными связями, значение ψ выбирается в зависимости от отношения стороны прямоугольника a или полуоси эллипса a_1 к расстоянию c_1 или c_2 (к большей величине), рис. 97	По табл. 66

Таблица 66

Значение коэффициента ψ для прямоугольных и эллиптических досок в зависимости от отношения их сторон или полуосей

$\frac{a, a_1, a_2}{b, c, c_1}$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	3,0	4,0	5,0	∞
ψ	0,30	0,33	0,37	0,41	0,44	0,47	0,49	0,51	0,53	0,55	0,56	0,60	0,62	0,63	0,63

Значения коэффициента ψ приведены как средние величины для опёртой и заземленной пластины.

Коэффициент ослабления трубной доски φ определяется по следующим формулам.

При разбивке трубок по равнобедренному треугольнику

$$\varphi = 1 - 0,905 \frac{d_n^2}{t^2} \quad (290)$$

При коридорной или шахматной разбивке трубок

$$\varphi = 1 - 0,785 \frac{d_n^2}{t_1 t_2} \quad (291)$$

Значения коэффициента φ в зависимости от диаметра трубок и их шага, имеющих наибольшее применение, приведены в табл. 67.

Коэффициент ϵ , учитывающий изменение Удельной нагрузки на трубную доску в зависимости от схемы теплообменника, определяется по табл. 68.

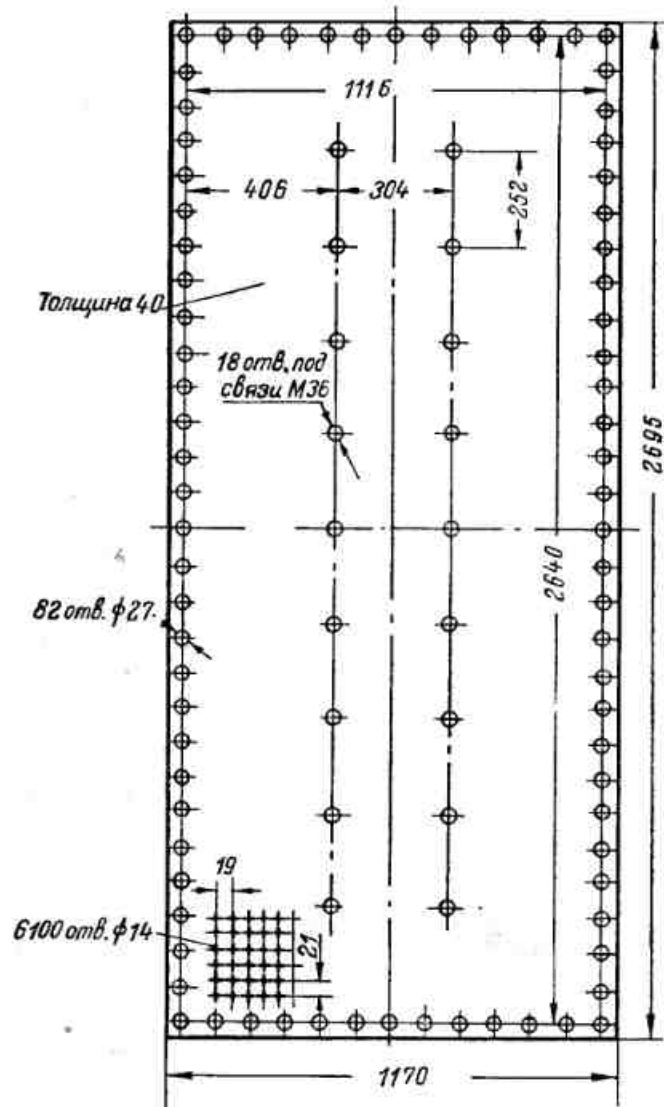


Рис. 97. К расчету прямоугольной трубной доски, подкреплённой связями.

Таблица 67

Значение коэффициента φ

$d_n, \text{мм}$	17				16				10		
	$\varphi = 1 - 0,905 \frac{d_n^2}{l^2}$	t	22	20	21	22	12,5	13	13,5		
	φ	0,46	0,42	0,474	0,52	0,42	0,465	0,517			
$\varphi = 1 - 0,785 \frac{d_n^2}{t_1 t_2}$	t_1	22	26	26	26	15	15	15			
	t_2	19	20	21	22	12,5	13	13,5			
	φ	0,46	0,615	0,635	0,65	0,583	0,595	0,61			

Таблица 68

Значение коэффициента ϵ

Схема теплообменника и приложение нагрузки	Значение ϵ
Для трубных досок любой формы с пучком V-образных трубок (рис. 98) или пучком прямых трубок, один конец которых закреплен в неподвижной, а второй — в плавающей трубной доске (рис. 99) при действии нагрузки с любой стороны	$\epsilon = 1$
Для круглых трубных досок с пучком прямых трубок, один конец которых закреплен в неподвижной, а второй — в подвижной в сальнике трубной доски, скрепленной с крышкой (рис. 100) а) при действии нагрузки со стороны крышек б) при действии нагрузки со стороны межтрубного пространства	$\epsilon = 1$ $\epsilon = 1 - \frac{d_n^2 n}{D_f^2}$
Для круглых трубных досок с пучком прямых трубок, закрепленных в двух неподвижных трубных досках (рис. 101) или одной из них, подвижной в сальнике, но не скрепленной с крышкой (рис. 102), при действии нагрузки с любой стороны	$\epsilon = 1 - \frac{d_n^2 n}{D_f^2}$
Для прямоугольных трубных досок с прямыми трубками, закрепленными в двух неподвижных трубных досках (рис. 101), при действии нагрузки с любой стороны	$\epsilon = 1 - 0,785 \frac{d_n^2 n}{ab}$
Для эллиптических трубных досок с прямыми трубками, закрепленными в двух неподвижных трубных досках (рис. 101), при действии нагрузки с любой стороны	$\epsilon = 1 - \frac{d_n^2 n}{4a_1 b_1}$
Обозначения: а и б — стороны прямоугольника; а ₁ и б ₁ — полуоси эллипса, принимаются до средней линии прокладки	

За расчетное давление среды p принимается большее давление рабочей среды, действующее на одну из сторон трубной доски.

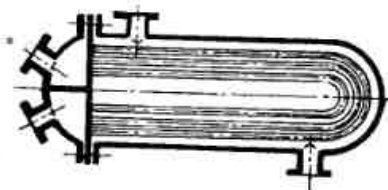


Рис. 98. Схема теплообменника с V-образными трубками.

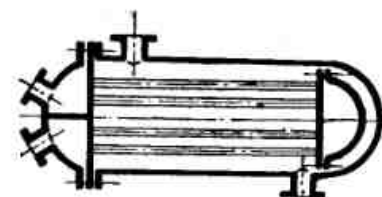


Рис. 99. Схема теплообменника с плавающей трубной доской.

Для вакуумных конденсаторов расчетное давление увеличивается на 1 кг/см^2 , что учитывает наибольший возможный вакуум в конденсаторе.

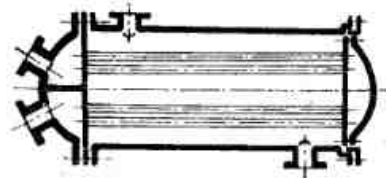


Рис. 100. Схема теплообменника с подвижной трубной доской и крышкой.



Рис. 101. Схема теплообменника с двумя неподвижно закрепленными трубными досками.

Для вертикальных трубных пучков при относительно больших их габаритах и весе и малых давлениях рабочих сред расчетное давление увеличивается на суммарный вес трубок, если он составляет более 10% от нагрузки, создаваемой давлением среды.

Для круглых трубных досок, подкрепленных анкерными или распорными связями, расчетное давление p принимается равным приведенной удельной нагрузке p'_2 , определяемой по формуле (296). Для предварительного определения толщины трубной доски по формуле (289) ориентировочно принимается:

$$p'_2 = (0,5 + 0,6) p \text{ кг/см}^2. \quad (292)$$

Полная нагрузка от давления рабочей среды на круглую трубную доску

$$Q = 0,785 D_f^2 p \text{ кг}. \quad (293)$$

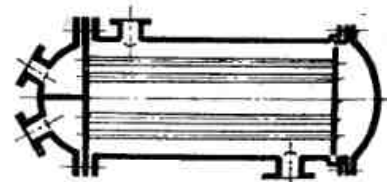


Рис. 102. Схема теплообменника с подвижной трубной доской и неподвижной крышкой.

Нагрузка, приходящаяся на анкерные связи, расположенные на круглой трубной доске,

$$P_1 = \frac{\pi p (r_1^2 - r_c^2)^2}{8 \left\{ \left[-2r_c^2 \ln \frac{r_1}{r_c} + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{r_c^2}{r_1^2} \right) (r_1^2 - r_c^2) \right] + \frac{8s^2 \varphi L}{3d_0^2 (1 - \mu^2)} \right\}} \text{ кг.} \quad (294)$$

Нагрузка, приходящаяся на трубную доску,

$$P_2 = Q - P_1 \text{ кг.} \quad (295)$$

Приведенная удельная нагрузка на круглую трубную доску

$$P'_2 = \frac{P_2}{0,785D_f^2} \text{ кг/см}^2. \quad (296)$$

Нагрузка, приходящаяся на одну связь,

$$P'_1 = \frac{P_1}{z} \text{ кг.} \quad (297)$$

Наивыгоднейшее отношение радиусов окружностей расположения связей r_c и болтов r_1 находится в пределах $\frac{r_c}{r_1} \approx 0,45 \div 0,5$.

Коэффициент Пуассона μ принимается:

Для сталей	0,3
Для латушей	0,33
Для бронз	0,34

Распорные или анкерные связи, укрепляющие прямоугольные трубные доски, рассчитываются по наименьшему сечению связи на нагрузку, приходящуюся на площадь, поддерживаемую связью.

Один ряд связей по центральной линии устанавливать не рекомендуется.

Допускаемое напряжение на изгиб в трубной доске назначается по формуле

$$R_b = \frac{\sigma_b}{n_b}. \quad (298)$$

Запас прочности n_b по отношению к нижнему пределу прочности материала σ_b трубной доски при рабочей температуре среды до 200°C принимается

$$n_b \geq 4.$$

При более высоких температурах величина предела прочности принимается при заданной расчетной температуре с последующей проверкой напряжений по пределу текучести материала σ_s ; запас прочности при этом должен быть не менее 1,8.

Прибавка C на минусовые допуски проката, обработки и на коррозию трубных досок и пр.:

Для толщины досок до 2,0 см	0,1
Для толщины досок от 2,1 до 4,0 см	0,2
Для толщины досок от 4,1 до 6,0 см	0,3
Для толщины досок свыше 6,0 см	0,4

Наименьшая толщина трубной доски в месте вальцовки трубок, из условий обеспечения прочности и плотности их развальцовки, не должна быть менее наружного диаметра трубок:

$$s \geq d_n.$$

Наименьшая толщина трубной доски в месте ослабления ее выточками, канавками и обнижение ее под уплотнение фланцами не должна быть менее:

$$s_{\min} \geq s \sqrt{1,5\varphi}.$$

Толщина уплотнительной части приварной трубной доски должна быть рассчитана так же, как фланец.

Проверка напряжений в мостике трубной доски, рис. 103 (между четырьмя трубками), производится по формуле

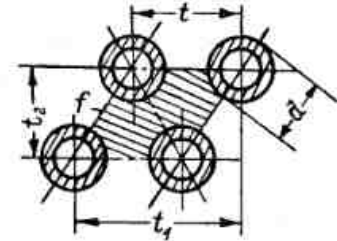


Рис. 103. К расчету мостика трубной доски.

$$R_b \geq \frac{p}{3,6 \left(1 - \frac{d_n}{l} \right) \left(\frac{s}{l} \right)^2} \text{ кг/см}^2, \quad (299)$$

где l — полусумма сторон прямоугольника, образованного четырьмя трубками:

$$l = 0,5 (t_1 + t_2).$$

Определение величин t_1 и t_2 см. на рис. 103.

Проверка надежности крепления концов трубок против их вырывания производится по формуле

$$R \geq \frac{pF}{\pi d_n s}. \quad (300)$$

Площадь между четырьмя трубками f (на рис. 103 заштрихована) определяется:
для трубок, расположенных по равностороннему треугольнику,

$$f = 0,866t^2 - 0,785d_n^2 \text{ см}^2;$$

для трубок, расположенных в коридорном или шахматном порядке,

$$f = t_1 t_2 - 0,785d_n^2 \text{ см}^2.$$

Допустимые напряжения на вырывание трубок должны быть не более:

$R_{\max} \leq 40 \text{ кг/см}^2$ — для трубок, развальцованных в цилиндрических отверстиях;

$R_{\max} \leq 50 \text{ кг/см}^2$ — для трубок, развальцованных и отбортованных с одного конца;

$R_{\max} \leq 70 \text{ кг/см}^2$ — для трубок, развальцованных и отбортованных с двух концов.

Напряжение в анкерных связях определяется

$$R_z = \frac{P_1}{0,785d_0^2 z} \quad \text{или} \quad R_z = \frac{P'_1}{0,785d_0^2} \text{ кг/см}^2. \quad (301)$$

Допустимое напряжение в анкерных связях при гидравлическом испытании не должно превосходить

$$R'_z \leq \frac{\sigma_s}{1,6} \text{ кг/см}^2, \quad (302)$$

где σ_s — предел текучести материала, кг/см^2 .

Критическое напряжение на продольный изгиб в распорных связях:

$$R_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L}{i}\right)^2} \text{ кг/см}^2. \quad (303)$$

Радиус инерции связи круглого сечения

$$i = \frac{d_0}{4} \text{ см.}$$

Модуль нормальной упругости E принимается:

	кг/см^2
Для сталей	(2, —2,2) · 10 ⁶
Для латуни	(0,65 — 1,0) · 10 ⁶
Для бронз	(0,9 — 1,2) · 10 ⁶

Запас устойчивости в распорных связях при продольном изгибе

$$x = \frac{R_{\text{кр}}}{R_z} \geq 4.$$

Здесь под R_z подразумевается допускаемое напряжение на сжатие, равное допускаемому напряжению на растяжение.

В целях снижения температурных напряжений, возникающих в трубных досках, а также трубках в местах их вальцовки в корпусах теплообменников, имеющих жестко закрепленными обе трубные доски с расстоянием между ними более 1 м или работающих в условиях относительно высоких температур, необходимо производить проверку компенсирующей способности аппарата и в необходимых случаях предусматривать установку компенсаторов.

§ 42. РАСЧЕТ КОМПЕНСИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ АППАРАТА

Если в трубной системе аппарата прямые трубки развальцованы в двух трубных досках, жестко скрепленных с корпусом аппарата, то в этом случае следует произвести поверочный расчет компенсирующей способности аппарата.

Удлинение корпуса аппарата под действием разности температур:

$$\Delta l_1 = \alpha_1 l_1 (t'_{\text{ст}} - t_0) \text{ см}, \quad (304)$$

где α_1 — коэффициент линейного расширения материала корпуса на 1°С;

l_1 — длина корпуса (обычно принимается расстояние между трубными досками), см ;

$t'_{\text{ст}}$ — средняя температура стенки корпуса, °С;

t_0 — температура аппарата во время сборки (обычно принимается равной 15—20°С), °С.

Удлинение трубок аппарата под действием разности температур:

$$\Delta l_2 = \alpha_2 l_2 (t'_{\text{ст}} - t_0) \text{ см}, \quad (305)$$

где α_2 — коэффициент линейного расширения материала трубок на 1°С;

l_2 — длина трубок (расстояние между трубными досками), мм ;

$t'_{\text{ст}}$ — средняя температура стенки трубки, °С;

t_0 — температура аппарата во время сборки, °С.

Разность удлинений между удлинениями корпуса и трубки (величина деформации):

$$\Delta l = \Delta l_1 - \Delta l_2 \text{ см}. \quad (306)$$

При получении Δl положительного трубки дополнительно растягиваются под действием удлинения корпуса. При получении Δl отрицательного корпус дополнительно растягивается под влиянием удлинения трубок.

Усилие, которое возникает в трубке (корпусе), вызываемое удлинением корпуса (трубок), по закону Гука:

$$P_1 = \frac{\Delta FE}{l} \text{ кг}, \quad (307)$$

где E — модуль упругости материала трубки (корпуса), кг/см^2 ;
 F — площадь сечения трубки (корпуса):

$$F = 0,785 (d_n^2 - d_{в}^2) \text{ см}^2,$$

где d_n — наружный диаметр трубки (корпуса), см ;
 $d_{в}$ — внутренний диаметр трубки (корпуса), см .

Усилие, возникающее в трубке (корпусе), вызываемое внутренним давлением:

$$P_2 = 0,785 d_n^2 p \text{ кг}, \quad (308)$$

где p — внутреннее давление в трубке (корпусе), кг/см^2 .

Суммарное усилие в трубке (корпусе) от действия разности температур и внутреннего давления:

$$P_{\text{сум}} = P_1 + P_2 \text{ кг}. \quad (309)$$

Суммарное напряжение на разрыв в стенке трубки (корпуса):

$$R_{\text{сум}} = \frac{P_{\text{сум}}}{F} \text{ кг/см}^2, \quad (310)$$

Если полученные величины $P_{\text{сум}}$ и $R_{\text{сум}}$ незначительны, то компенсирующего устройства на аппарате не требуется.

Компенсирующее устройство на аппарате устанавливается в том случае, если:

1) суммарное напряжение на разрыв в трубке или корпусе превосходит допускаемое напряжение, т. е.

$$R_{\text{сум}} > R_{\text{доп}}$$

где $R_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение в стенке трубки (корпуса), кг/см^2 ;

2) усилие, возникающее в трубке, превосходит допускаемую нагрузку на вырывание концов трубок, т. е.

$$P_{\text{сум}} > P_{\text{макс}}$$

где $P_{\text{макс}}$ — допускаемая нагрузка на вырывание концов трубок:

$$P_{\text{макс}} = R_{\text{макс}} \pi d_n u \text{ кг};$$

$R_{\text{макс}}$ — допускаемые напряжения на вырывание концов трубок (см. стр. 206), кг/см^2 ;

d_n — наружный диаметр трубок, см ,

u — глубина развальцовки трубок, см .

По экспериментальным данным запас прочности развальцовки n , т. е. отношение силы $P_{\text{выр}}$, вырывающей развальцованную трубку, к допускаемой нагрузке $P_{\text{макс}}$ на вырывание концов трубок составляет 2—2,5.

Для приближенных расчетов усилий и напряжений, возникающих в трубке от температурных удлинений, могут быть рекомендованы следующие упрощенные формулы.

Сила, возникающая в трубке, при отсутствии компенсации температурных удлинений приближенно определяется:

$$P = 75 \Delta t ds \text{ кг}; \quad (311)$$

для латунных трубок

$$P = 57 \Delta t ds \text{ кг}. \quad (312)$$

Напряжение сжатия или растяжения в трубке от действия температурных удлинений при отсутствии компенсации трубки определяется:

для стальных трубок

$$R = 24 \Delta t \text{ кг/см}^2; \quad (313)$$

для латунных трубок

$$R = 18 \Delta t \text{ кг/см}^2. \quad (314)$$

Стрела прогиба трубки в зависимости от ее удлинения приближенно определится

$$y = \sqrt{0,375 l \Delta l} + y_0 - y_0 \text{ мм}. \quad (315)$$

Здесь Δt — повышение температуры трубки против монтажной, $^{\circ}\text{C}$;

d — средний диаметр трубки, см ;

s — толщина стенки трубки, см ;

l — длина трубки, мм ;

Δl — разность удлинений корпуса и трубки, мм ;

y_0 — начальный прогиб трубки, мм .

§ 43. РАСЧЕТ ЛИНЗОВОГО КОМПЕНСАТОРА

Линзовый компенсатор с необходимыми расчетными величинами изображен на рис. 104.

Толщина стенки линзы

$$s = 0,67 H \sqrt{\frac{p}{R_b}} \text{ см}, \quad (316)$$

где H — проекция размеров r_1 , r_2 , l линзы (рис. 104), см ;

p — внутреннее давление в компенсаторе, кг/см^2 ;

R_b — допускаемое напряжение на изгиб, кг/см^2 .

Полное усилие от внутреннего давления, воспринимаемое стенками линзы

$$P_0 = 0,785 p (d_1^2 - d_2^2) \text{ кг}, \quad (317)$$

где d_1 — диаметр линзы компенсатора в сечении AA , см ;

d_2 — диаметр линзы в сечении BB , см .

Усилие от внутреннего давления, разрывающее стенку линзы компенсатора по диаметру линзы d_1 в сечении AA:

$$P_A = P_0 \frac{d_1}{d_1 + d_2} \text{ кг.} \quad (318)$$

Реактивное усилие, сжимающее стенку линзы компенсатора по диаметру d_2 в сечении BB:

$$P_B = P_0 - P_A \text{ кг.} \quad (319)$$

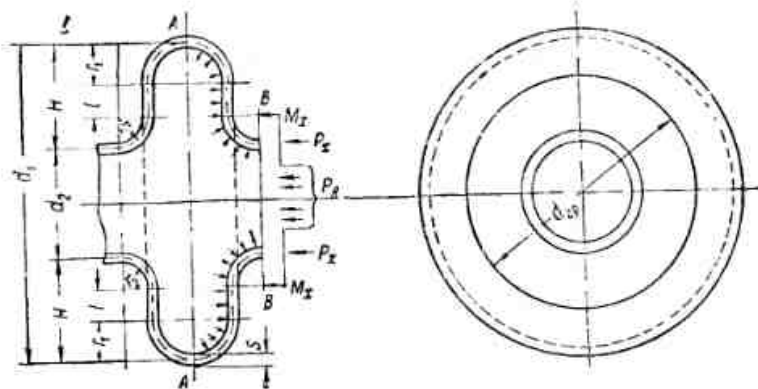


Рис. 104. К расчету линзового компенсатора.

Сила, возникающая в компенсаторе от деформации одной линзы на величину $\pm \Delta x \approx 0,5 \Delta l$ (при предварительном сжатии или растяжении линзы на $\pm \Delta x$):

$$P_x = \pm \frac{EI_{cp} \Delta x}{\Sigma b - \frac{4 \Sigma S_n}{\Sigma a^2}} \text{ кг,} \quad (320)$$

где Δx — величина деформации одной линзы компенсатора;

E — модуль упругости материала линзы, кг/см^2

$I_{cp} = 0,262 d_{cp}^3$ — момент инерции поперечного сечения волны линзы, спрямленной по своему среднему диаметру, см^4 ;

$d_{cp} = 0,5(d_1 + d_2)$ — средний диаметр линзы компенсатора, см ;

Σb — коэффициент конфигурации линзы, см^3 ;

Σa — коэффициент конфигурации линзы, см^2 ;

ΣS_n — приведенная длина стенки линзы, см .

Значения коэффициентов конфигурации и приведенной длины:

1. Для случая $r_1 \neq r_2$; $l \neq 0$:

$$\Sigma b = n \left\{ \frac{(3\pi - 8)}{4} r_2^3 + \left[r_2(r_2 + l) + \frac{1}{3} l^2 \right] + r_1 \left[\frac{\pi}{2} (r_2 + l)^2 + 2(r_2 + l)r_1 + \frac{\pi}{4} r_1^2 \right] \right\};$$

$$\Sigma a = n \left[(\pi - 2)r_2^2 + (2r_2 + l) + r_1 [\pi(r_2 + l) + 2r_1] \right];$$

$$\Sigma S_n = n \left[\frac{\pi}{2} (r_2 + r_1) + l \right].$$

2. Для случая $r_1 = r_2 = r$; $l \neq 0$:

$$\Sigma b = n \left\{ \frac{(3\pi - 8)}{4} r^3 + \left[r(r + l) + \frac{1}{3} l^2 \right] + r \left[\frac{\pi}{2} (r + l)^2 + 2(r + l)r + \frac{\pi}{4} r^2 \right] \right\};$$

$$\Sigma a = n \left[(\pi - 2)r^2 + (2r + l)l + r [\pi(r + l) + 2r] \right];$$

$$\Sigma S_n = n(\pi r + l).$$

3. Для случая $r_1 \neq r_2$; $l = 0$:

$$\Sigma b = n \left[\frac{(3\pi - 8)}{4} r_2^3 + r_1 \left(\frac{\pi}{2} r_2^2 + 2r_2 r_1 + \frac{\pi}{4} r_1^2 \right) \right];$$

$$\Sigma a = n \left[(\pi - 2)r_2^2 + r_1(\pi r_2 + 2r_1) \right];$$

$$\Sigma S_n = n \frac{\pi}{2} (r_2 + r_1).$$

4. Для случая $r_1 = r_2 = r$; $l = 0$;

$$\Sigma b = 4,71nr^3;$$

$$\Sigma a = 6,28nr^2;$$

$$\Sigma S_n = 3,14nr,$$

где n — число полулинз в компенсаторе.

Защемляющий момент, вызываемый деформацией линз:

$$M_x = \pm \frac{\Sigma a P_x}{2 \Sigma S_n} \text{ кгсм.} \quad (321)$$

Изгибающий момент в опасном сечении линзы (сечение AA):

$$M_a = P_x H - M_x \text{ кгсм.} \quad (322)$$

Напряжение изгиба от действия момента в опасном сечении:

$$\pm R'_b = \frac{M_a s}{2I_A} \text{ кг/см}^2, \quad (323)$$

где $I_A = 0,262 d_1 s^3$ — момент инерции линзы в опасном сечении, см^4 .

Напряжение изгиба от внутреннего давления:

$$R'_b = \frac{0,45 p l^2}{s^2} \text{ кг/см}^2. \quad (324)$$

Суммарное напряжение изгиба:

$$\pm R_b = R'_b + R'_b \text{ кг/см}^2, \quad (325)$$

Знак плюс — при работе компенсатора на растяжение.
Знак минус — при работе компенсатора на сжатие.
Напряжение на разрыв от внутреннего давления:

$$R_z = \frac{p d_1}{2s} \text{ кг/см}^2. \quad (326)$$

Результирующее напряжение в опасном сечении

$$R_{\text{рез}} = \sqrt{R_b^2 + R_z^2} \text{ кг/см}^2. \quad (327)$$

Осевое усилие в корпусе аппарата:

$$P' = P_B + P_x \text{ кг}. \quad (328)$$

Напряжение в стенке линзы в месте крепления к корпусу (сечение BB):

$$R_{zx} = \frac{P'}{\pi d_2 s} \text{ кг/см}^2. \quad (329)$$

ГЛАВА VII

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ

§ 44. РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ СТЕНОК КОРПУСА

Цилиндрическая стенка

Исходные данные для расчета

Материал корпуса подогревателя топлива: сталь Ст. 3.

Расчетное (рабочее) давление насыщенного пара в корпусе $p = 26 \text{ кг/см}^2$.

Внутренний диаметр корпуса $D_n = 283 \text{ мм}$.

Принимаем

$\varphi = 0,8$ — коэффициент прочности сварного шва (по табл. 50);

$\sigma_b = 38 \text{ кг/мм}^2$ — предел прочности стали Ст. 3 (по табл. 33);

$n_b = 4,25$ — коэффициент запаса прочности при $t_s < 250^\circ \text{C}$ (по табл. 52);

$C = 1 \text{ мм}$ — прибавка.

Допускаемое напряжение

$$R_z = \frac{\sigma_b}{n_b} = \frac{38}{4,25} = 8,9 \text{ кг/мм}^2.$$

Толщина стенки цилиндра

$$s = \frac{p D_n}{230 R_z \varphi - p} + C = \frac{26 \cdot 283}{230 \cdot 8,9 \cdot 0,8 - 26} + 1 = 5,6 \text{ мм}.$$

Принимаем $s = 6 \text{ мм}$.

Плоская стенка с ребрами жесткости

Исходные данные для расчета

Материал плоской стенки: медь МЗ

Материал ребер жесткости (угольник): сталь Ст. 3

Расчетное давление на стенку: $p = 1 \text{ кг/см}^2$.

Большая сторона плоской стенки: $l = 1500 \text{ мм}$.

Меньшая сторона плоской стенки: $c = 1300 \text{ мм}$.

Принимаем

Число ребер по большей стороне $n_1 = 5$.
Число ребер по меньшей стороне $n_2 = 4$.
Профиль угольника по ГОСТ 10015—39 N 6/4.

Определяем (по таблицам)

Предел прочности меди $\sigma_b = 2000 \text{ кг/см}^2$.
Предел текучести меди $\sigma_s = 700 \text{ кг/см}^2$.
Предел прочности стали Ст. 3 $\sigma'_b = 3800 \text{ кг/см}^2$.
Предел текучести стали Ст. 3 $\sigma'_s = 2400 \text{ кг/см}^2$.

Сторона прямоугольника, заключенного между ребрами жесткости:

$$a = \frac{c}{n_2 + 1} = \frac{1300}{4 + 1} = 260 \text{ мм.}$$

Вторая сторона прямоугольника

$$b = \frac{l}{n_1 + 1} = \frac{1500}{5 + 1} = 250 \text{ мм.}$$

Толщина плоской стенки, заключенной между ребрами жесткости,

$$s = 0,53b \sqrt{\frac{P}{R_b \left(1 + \frac{b^2}{a^2}\right)} + C} = 0,53 \cdot 25 \sqrt{\frac{1}{440 \left(1 + \frac{25^2}{26^2}\right)} + 0,3} = 0,755 \text{ см.}$$

где $R_b = 440 \text{ кг/см}^2$ — допускаемое напряжение меди (по табл. 41);
 $C = 0,3 \text{ см}$ — прибавка с учетом ослабления стенки отверстиями.

Принимаем $s = 8 \text{ мм}$.

Обозначим (см. рис. 82)

X_1X_1 — ось центра тяжести сечения ребра (угольника);
 X_2X_2 — ось центра тяжести сечения пояска плоской стенки;
 XX — ось центра тяжести сечения пояска и ребра;
 OO — ось основания пояска.

Из таблицы сортамента для угольника N 6/4 определяем:

Высота ребра (угольника) $h = 6 \text{ см}$.

Площадь сечения ребра $F_1 = 5,72 \text{ см}^2$.

Расстояние вершины ребра от оси X_1X_1 , равное $Z_0 = 2 \text{ см}$.

Момент инерции сечения ребра относительно оси X_1X_1
 $I_{x_1} = 20,3 \text{ см}^4$.

Расстояние оси X_1X_1 от оси OO :

$$Y_1 = h + s - Z_0 = 6 + 0,8 - 2 = 4,8 \text{ см.}$$

Расстояние оси X_2X_2 от оси OO :

$$Y_2 = 0,5s = 0,5 \cdot 0,8 = 0,4 \text{ см.}$$

Ширина пояска стенки, воспринимающая нагрузку по большей стороне l прямоугольника,

$$B = \frac{a}{2} = \frac{26}{2} = 13 \text{ см.}$$

Площадь сечения пояска

$$F_2 = Bs = 13 \cdot 0,8 = 10,4 \text{ см.}$$

Расстояние нейтральной оси XX от оси OO

$$Z = \frac{F_1 Y_1 + F_2 Y_2}{F_1 + F_2} = \frac{5,72 \cdot 4,8 + 10,4 \cdot 0,4}{5,72 + 10,4} = 1,96 \text{ см.}$$

Расстояние между осями X_1X_1 и XX

$$a_1 = Y_1 - Z = 4,8 - 1,96 = 2,84 \text{ см.}$$

Расстояние между осями X_2X_2 и XX

$$a_2 = Z - Y_2 = 1,96 - 0,4 = 1,56 \text{ см.}$$

Расстояние наиболее удаленного волокна от оси XX

$$Y_3 = s + h - Z = 0,8 + 6 - 1,96 = 4,84 \text{ см.}$$

Нагрузка, действующая на ребро и поясок,

$$Q = Blp = 13 \cdot 150 \cdot 1 = 1950 \text{ кг.}$$

Наибольший изгибающий момент, действующий на ребро и поясок,

$$M = \frac{Ql}{12} = \frac{1950 \cdot 150}{12} = 24\,400 \text{ кг см.}$$

Момент инерции сечения пояска относительно оси X_2X_2

$$I_{x_2} = \frac{Bs^3}{12} = \frac{13 \cdot 0,8^3}{12} = 0,55 \text{ см}^4.$$

Момент инерции сечения ребра относительно оси XX

$$I_1 = I_{x_1} + a_1^2 F_1 = 20,3 + 2,84^2 \cdot 5,72 = 66,6 \text{ см}^4.$$

Момент инерции сечения пояска относительно оси XX

$$I_2 = I_{x_2} + a_2^2 F_2 = 0,55 + 1,56^2 \cdot 10,4 = 25,95 \text{ см}^4.$$

Суммарный момент инерции ребра и пояска относительно оси XX

$$I = I_1 + I_2 = 66,6 + 25,95 = 92,55 \text{ см}^4.$$

Напряжение, возникающее в ребре от действия момента M ,

$$R_1 = \frac{MY_3}{I} = \frac{24400 \cdot 4,84}{92,55} = 1275 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение, возникающее в пояске от действия момента M ,

$$R_2 = \frac{MZ}{I} = \frac{24400 \cdot 1,96}{92,55} = 516 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности в ребре

$$n_1 = \frac{\sigma_s}{R_1} = \frac{2400}{1275} = 1,88.$$

Запас прочности в пояске

$$n_2 = \frac{\sigma_s}{R_2} = \frac{700}{516} = 1,36.$$

§ 45. РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ КРЫШЕК И ДНИЩ

Выпуклое штампованное днище

Исходные данные для расчета

Материал выпуклого днища корпуса подогревателя воды: сталь Ст. 3.

Расчетное (рабочее) давление пара в корпусе $p = 2 \text{ кг/см}^2$
Наружный диаметр корпуса $D_n = 558 \text{ мм}$.

Принимаем

$\sigma_b = 38 \text{ кг/мм}^2$ — предел прочности стали Ст. 3 (по табл. 33):

$C = 3 \text{ мм}$ — прибавка;

$u = 1,65$ — коэффициент фактора формы днища (по табл. 55);
для глухого днища при отношении высоты днища h к его наружному диаметру D_n , т. е.
при $\frac{h}{D_n} = 0,22$.

Допускаемое напряжение при $t < 250^\circ \text{С}$ (по табл. 56)

$$R_z = \frac{\sigma_b}{2,9} = \frac{38}{2,9} = 13,1 \text{ кг/см}^2.$$

Толщина стенки выпуклого днища

$$s = \frac{D_n p u}{200 R_z} + C = \frac{558 \cdot 2 \cdot 1,65}{200 \cdot 13,1} + 3 = 3,71 \text{ мм}.$$

Принимаем $s = 4 \text{ мм}$.

Плоская круглая крышка

Исходные данные для расчета

Материал плоской крышки: сталь Ст. 3.

Расчетное (рабочее) давление $p = 2 \text{ кг/см}^2$.

Диаметр окружности расположения болтов $d = 620 \text{ мм}$.

Принимаем

$\sigma_b = 38 \text{ кг/мм}^2$ — предел прочности стали Ст. 3.

$\mu = 0,3$ — для крышек, подвергающихся предварительному изгибу от затяжки болтов [см. формулу (242)].

$C = 2 \text{ мм}$ — прибавка.

Допускаемое напряжение на изгиб (по табл. 56)

$$R_b = \frac{\sigma_b}{3,2} = \frac{38}{3,2} = 11,9 \text{ кг/мм}^2.$$

Толщина плоской круглой крышки

$$s = d \sqrt{\mu \frac{p}{R_b}} + C = 62 \sqrt{0,3 \frac{2}{1190}} + 0,2 = 1,595 \text{ см}.$$

Принимаем $s = 16 \text{ мм}$.

Тарельчатая крышка

Исходные данные для расчета

Материал крышки (литой): сталь 55Л.

Расчетное (рабочее) давление в крышке $p = 32 \text{ кг/см}^2$.

Принимаем (по выполняемому эскизу)

Радиус сферического сегмента крышки $R = 70 \text{ см}$.

Внешний радиус фланца крышки $d = 42,5 \text{ см}$.

Радиус окружности расположения болтов $r = 39,25 \text{ см}$.

Расстояние от оси крышки до центральной линии прокладки $a = 36 \text{ см}$.

Нагрузка на болт (из расчета болтов) $P_0 = 8350 \text{ кг}$.

Число болтов $z = 28$.

Толщину стенки крышки $s = 5,5 \text{ см}$.

Прибавку для литой крышки $C = 0,5 \text{ см}$.

Коэффициент прочности сварного шва (отсутствует) $\varphi = 1$.

Напряжение на изгиб в крышке

$$R_0 = \frac{3}{\pi(s-C)^2} \left[\frac{0,18P_0 z (r^2 - a^2)}{d^2} + 1,48P_0 z \lg \frac{r}{a} \right] + \frac{pR}{2\varphi(s-C)} = \\ = \frac{3}{3,14(5,5-0,5)^2} \left[\frac{0,18 \cdot 8350 \cdot 28 (39,25^2 - 36^2)}{42,5^2} + \right. \\ \left. + 1,48 \cdot 8350 \cdot 28 \lg \frac{39,25}{36} \right] + \frac{32 \cdot 70}{2 \cdot 1 \cdot (5,5 - 0,5)} = 940 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности в крышке по пределу прочности

$$n = \frac{\sigma_b}{R_b} = \frac{6000}{940} = 6,4,$$

где $\sigma_b = 6000 \text{ кг/см}^2$ — предел прочности стали 55Л (по табл. 29).

§ 46. РАСЧЕТ БОЛТОВ И ШПИЛЕК

Расчет стержня болта

Исходные данные для расчета

Материал болтов: сталь 35Х.

Расчетное давление в цилиндрической камере $p = 32 \text{ кг/см}^2$.

Диаметр окружности расположения болтов $D_0 = 78,5 \text{ см}$.

Диаметр осевой линии прокладки $D_{пр} = 72 \text{ см}$.

Полное усилие, действующее на все болты от внутреннего давления среды,

$$Q = 0,785 D_{пр}^2 p = 0,785 \cdot 72^2 \cdot 32 = 130\,000 \text{ кг}.$$

Принимаем

Количество болтов $z = 28$.

Коэффициент затяжки болта $k = 1,8$.

Расчетное усилие на один болт

$$P_0 = \frac{kQ}{z} = \frac{1,8 \cdot 130\,000}{28} = 8350 \text{ кг}.$$

Расстояние между болтами (шаг болтов)

$$t = \frac{\pi D_0}{z} = \frac{3,14 \cdot 78,5}{28} = 8,8 \text{ см}.$$

Номинальный диаметр болта

$$d_0 = 1,13 \sqrt{\frac{P_0 n}{\sigma_b}} + 0,5 = 1,13 \sqrt{\frac{8350 \cdot 6,5}{9500}} + 0,5 = 3,2 \text{ см},$$

где $\sigma_b = 9500 \text{ кг/см}^2$ — предел прочности стали 35Х (по табл. 37)

$n = 6,5$ — запас прочности для хорошо обработанных болтов.

Принимаем $d_0 = 3 \text{ см}$.

Напряжение в стержне болта

$$R_z = 1,27 \frac{P_0}{d_0^2} = 1,27 \frac{8350}{2,56^2} = 1620 \text{ кг/см}^2,$$

где $d_n = 2,56 \text{ см}$ — диаметр болта по внутренней резьбе.

Расчет буртика шпильки

Исходные данные для расчета
(из расчета стержня болта)

Материал шпильки: сталь 35Х.

Расчетное усилие на одну шпильку $P_0 = 8350 \text{ кг}$.

Номинальный диаметр шпильки $d_0 = 3,0 \text{ см}$.

Толщина буртика шпильки

$$\delta = \frac{P_0}{\pi d_0 R_{ср}} = \frac{8350}{3,14 \cdot 3 \cdot 875} = 10,08 \text{ см},$$

где $R_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез:

$$R_{ср} = 0,6 R_z = 0,6 \frac{\sigma_b}{n} = 0,6 \frac{9500}{6,5} = 875 \text{ кг/см}^2;$$

$\sigma_b = 9500 \text{ кг/см}^2$ — допускаемое напряжение на растяжение;

$n = 6,5$ — запас прочности для хорошо обработанных шпилек.

Принимаем $\delta = \frac{d_0}{3} = \frac{30}{10} = 10 \text{ мм}$.

Диаметр буртика шпильки

$$d_6 = \sqrt{d_0^2 + \frac{1,27 P_0}{R_{см}}} = \sqrt{3^2 + \frac{1,27 \cdot 8350}{2630}} = 3,63 \text{ см},$$

где $R_{см}$ — допускаемое напряжение на смятие

$$R_{см} = 1,8 R_z = 1,8 \frac{\sigma_b}{n} = 1,8 \frac{9500}{6,5} = 2630 \text{ кг/см}^2.$$

Принимаем $d_6 = 1,4 d_0 = 1,4 \cdot 30 = 42 \text{ мм}$.

§ 47. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВ

Круглый литой фланец

Исходные данные для расчета

Материал фланца: сталь 45Л.

Предел прочности стали 45Л: $\sigma_b = 5500 \text{ кг/см}^2$.

Расчетное усилие на один болт (из расчета болтов)

$$P_0 = 8350 \text{ кг.}$$

Диаметр опасного сечения фланца (из выполняемого эскиза)

$$D_f = 74 \text{ см.}$$

Плечо изгиба $a = 4,25 \text{ см.}$

Число болтов $z = 28$.

Толщина литого фланца

$$s = \sqrt{\frac{6P_0az}{\pi D_f R_b k}} + C = \sqrt{\frac{6 \cdot 8350 \cdot 4,25 \cdot 28}{3,14 \cdot 74 \cdot 690 \cdot 1,8}} + 0,5 = 5 \text{ см,}$$

где R_b — допускаемое напряжение на изгиб:

$$R_b = \frac{\sigma_b}{n_b} = \frac{5500}{8} = 690 \text{ кг/см}^2;$$

$n_b = 8$ — запас прочности для стального литья;

$k = 1,8$ — коэффициент затяжки болтов;

$C = 0,5 \text{ см}$ — прибавка.

Круглый приварной фланец

Исходные данные для расчета

Материал фланца: сталь Ст. 4

Предел прочности стали Ст. 4 по табл. 33 $\sigma_b = 4200 \text{ кг/см}^2$

Расчетное усилие на шпильку $P_0 = 208 \text{ кг.}$

Радиус окружности расположения шпилек $r_0 = 31,75 \text{ см.}$

Внутренний радиус корпуса $r = 27,5 \text{ см.}$

Шаг шпилек $t = 8,3 \text{ см.}$

Диаметр отверстия под шпильку $d = 2,9 \text{ см.}$

Толщина приварного круглого фланца

$$s = \beta \sqrt{\frac{P_0(r_0 - r)t}{R_b(t - d)d}} + 1,2 =$$

$$= 0,43 \sqrt{\frac{208(31,75 - 27,5)8,3}{840(8,3 - 2,9)2,9}} + 1,2 = 1,52 \text{ см,}$$

где R_b — допускаемое напряжение на изгиб:

$$R_b = \frac{\sigma_b}{n} = \frac{4200}{5} = 840 \text{ кг/см}^2;$$

$n = 5$ — запас прочности фланца;

$\beta = 0,43$ — коэффициент для фланцев, не подвергающихся нагрузке от затяжки болтов.

Принимаем $s = 16 \text{ мм.}$

Прямоугольный фланец

Исходные данные для расчета

Материал фланца: сталь Ст. 4

Предел прочности материала по табл. 33 $\sigma_b = 4200 \text{ кг/см}^2$.

Расчетное усилие на болт $P_0 = 324 \text{ кг.}$

Шаг болтов $t = 5,9 \text{ см.}$

Диаметр отверстия под болт $d = 1,3 \text{ см.}$

Плечо изгиба $a = 1,5 \text{ см.}$

Толщина прямоугольного фланца определится

$$s = \sqrt{\frac{6P_0a}{R_b(t - d)k}} + C = \sqrt{\frac{6 \cdot 324 \cdot 1,5}{840(5,9 - 1,3)1,8}} + 0,1 = 0,75 \text{ см,}$$

где $R_b = 840 \text{ кг/см}^2$ — допускаемое напряжение на изгиб;

$k = 1,8$ — коэффициент затяжки болтов;

$C = 1,0 \text{ см}$ — прибавка.

Принимаем $s = 8 \text{ мм.}$

§ 48. РАСЧЕТ ТРУБНЫХ ДОСОК

Круглая доска без анкеров

Исходные данные для расчета

Материал трубной доски: лагунь ЛЮ62-1

Расчетное давление $p = 32 \text{ кг/см}^2$.

Радиус окружности расположения болтов $r_1 = 39,25 \text{ см.}$

Средний диаметр прокладки $D_{пр} = 72 \text{ см.}$

Наружный диаметр трубок $d_n = 1,6 \text{ см.}$

Шаг расположения трубок по треугольнику $t = 2,1 \text{ см.}$

Число трубок $n = 890$.

Определяем

Предел прочности материала (по табл. 39) $\sigma_b = 3800 \text{ кг/см}^2$.

Коэффициент закрепления трубной доски (по табл. 65) $\psi = 0,5$.

Коэффициент ослабления трубной доски (по табл. 67)

$$\varphi = 0,474.$$

Коэффициент изменения удельной нагрузки для круглой трубной доски с пучком прямых трубок (по табл. 68)

$$\varepsilon = 1 - \frac{d_n^2 n}{D_{np}^2} = 1 - \frac{1,6^2 \cdot 890}{72^2} = 0,563.$$

Коэффициент запаса прочности доски принимаем $n = 4$.
Допускаемое напряжение в трубной доске

$$R_b = \frac{\sigma_b}{n} = \frac{3800}{4} = 950 \text{ кг/см}^2.$$

Толщина трубной доски

$$s = r_1 \sqrt{\frac{\psi \varepsilon p}{\varphi R_b}} + C = 39,25 \sqrt{\frac{0,5 \cdot 0,563 \cdot 36}{0,474 \cdot 950}} + 0,3 = 5,85 \text{ см},$$

где $C = 0,3 \text{ см}$ — прибавка.
Принимаем $s = 60 \text{ мм}$.

Круглая доска с анкерами

Исходные данные для расчета

Материал трубной доски: сталь 30.

Материал связей: сталь 35Х.

Расчетное давление $p = 36 \text{ кг/см}^2$.

Радиус окружности расположения болтов $r_1 = 31,75 \text{ см}$.

Радиус окружности расположения анкеров $r_c = 14,5 \text{ см}$.

Средний диаметр прокладки $D_{np} = 56,5 \text{ см}$.

Диаметр связи по внутренней резьбе $d_0 = 2,54 \text{ см}$.

Расчетная длина связей $L = 13,5 \text{ см}$.

Число связей $z = 6$.

Наружный диаметр трубок $d_n = 1,6 \text{ см}$.

Шаг трубок по треугольнику $t = 2,2 \text{ см}$.

Определяем

Предел прочности материала (по табл. 34) $\sigma_b = 4800 \text{ кг/см}^2$.

Коэффициент Пуассона для стали (по табл. 38) $\mu = 0,3$.

Коэффициент закрепления трубной доски с анкерами (по табл. 65) $\psi = 0,75$.

Коэффициент ослабления трубной доски (по табл. 67) $\varphi = 0,52$.

Коэффициент изменения удельной нагрузки V-образной трубки (по табл. 68) $\varepsilon = 1$.

Коэффициент запаса прочности трубной доски принимаем $n = 4$.

Допускаемое напряжение в трубной доске

$$R_b = \frac{\sigma_b}{n} = \frac{4800}{4} = 1200 \text{ кг/см}^2.$$

Удельную нагрузку на трубную доску предварительно принимаем

$$p_2' = 0,55p = 0,55 \cdot 36 = 19,7 \text{ кг/см}^2.$$

Толщина трубной доски предварительно определится

$$s_0 = r_1 \sqrt{\frac{\psi \varepsilon p_2'}{\varphi R_b}} = 37,75 \sqrt{\frac{0,75 \cdot 1 \cdot 19,7}{0,52 \cdot 1200}} = 4,94 \text{ см} \approx 5 \text{ см}.$$

Нагрузка, приходящаяся на связи,

$$P_1 = \frac{\pi p (r_1^2 - r_c^2)^2}{s \left\{ \left[-2r_c^2 \ln \frac{r_1}{r_c} + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{r_c^2}{r_1^2} \right) (r_1^2 - r_c^2) \right] + \frac{8s_0^3 \varphi L}{3d_0^2 z (1 - \mu^2)} \right\}} = \frac{3,14 \cdot 36 (31,75^2 - 14,5^2)^2}{8 \left\{ \left[-2 \cdot 14,5^2 \ln \frac{31,75}{14,5} + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{14,5^2}{31,75^2} \right) (31,75^2 - 14,5^2) \right] + \frac{8 \cdot 5^3 \cdot 0,52 \cdot 13,5}{3 \cdot 2,54^2 \cdot 6 (1 - 0,3^2)} \right\}} = 41\,000 \text{ кг}.$$

Полная нагрузка на трубную доску и анкерные связи

$$Q = 0,785 D_{np}^2 p = 0,785 \cdot 56,5^2 \cdot 36 = 90\,300 \text{ кг}.$$

Нагрузка, приходящаяся на трубную доску,

$$P_2 = Q - P_1 = 90\,300 - 41\,000 = 49\,300 \text{ кг}.$$

Приведенная удельная нагрузка на трубную доску

$$p_2' = \frac{P_2}{0,785 D_{np}^2} = \frac{49\,300}{0,785 \cdot 56,5^2} = 19,7 \text{ кг/см}^2.$$

Толщина трубной доски

$$s = r_1 \sqrt{\frac{\psi \varepsilon p_2'}{\varphi R_b}} + C = 31,75 \sqrt{\frac{0,75 \cdot 1 \cdot 19,7}{0,52 \cdot 1200}} + 0,3 \approx 5,2 \text{ см},$$

где $C = 0,3$ — прибавка.

Принимаем $s = 52 \text{ мм}$.

Напряжение в анкерных связях

$$R_z' = \frac{P_1}{0,785 \cdot d_0^2 \cdot z} = \frac{41\,000}{0,785 \cdot 2,54^2 \cdot 6} = 1350 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности в анкерных связях

$$n' = \frac{\sigma_b'}{R_z'} = \frac{9500}{1350} = 7,$$

где $\sigma_b' = 9500 \text{ кг/см}^2$ — предел прочности материала связей.

Прямоугольная доска без анкеров

Исходные данные для расчета

Материал трубной доски: латунь ЛС59—1

Расчетное давление $p = 5 \text{ кг/см}^2$.

Большая сторона прямоугольника, ограниченная осевой линией болтов, $a = 53 \text{ см}$.

Меньшая сторона прямоугольника, ограниченная осевой линией болтов, $b = 12,2 \text{ см}$.

Наружный диаметр трубок $d_n = 1,0 \text{ см}$.

Шаг расположения трубок в ряду $t_1 = 1,5 \text{ см}$.

Шаг между рядами трубок $t_2 = 1,25 \text{ см}$.

Число трубок $n = 189$.

Определяем

Предел прочности материала (по табл. 39) $\sigma_b = 3500 \text{ кг/см}^2$.

Отношение $\frac{a}{b} = \frac{53}{12,2} = 4,34$.

Коэффициент закрепления трубной доски (по табл. 66 в зависимости от отношения $a:b$), $\psi = 0,625$.

Коэффициент ослабления трубной доски (по табл. 67) $\varphi = 0,583$.

Коэффициент изменения удельной нагрузки для прямоугольной трубной доски с пучком прямых трубок (по табл. 68):

$$\epsilon = 1 - 0,785 \frac{d_n^2 n}{ab} = 1 - 0,785 \frac{1,0^2 \cdot 189}{53 \cdot 12,2} = 0,77.$$

Коэффициент запаса прочности трубной доски принимаем $n_b = 4,5$.

Допускаемое напряжение в трубной доске

$$R_b = \frac{\sigma_b}{n_b} = \frac{3500}{4,5} = 780 \text{ кг/см}^2.$$

Толщина трубной доски

$$s = b \sqrt{\frac{\psi p}{\varphi R_b}} + C = 12,2 \sqrt{\frac{0,625 \cdot 0,77 \cdot 5}{0,583 \cdot 780}} + 0,1 = 0,99 \text{ см},$$

где $C = 0,1 \text{ см}$ — прибавка.

Принимаем $s = 12 \text{ мм}$.

Прямоугольная доска с анкерами

Исходные данные для расчета

Материал трубной доски: сталь легированная.

Материал связей: сталь 35Х.

Расчетное давление $p = 10 \text{ кг/см}^2$.

Большая сторона прямоугольника, ограниченная осевой линией болтов, $a = 264 \text{ см}$.

Меньшая сторона прямоугольника, ограниченная осевой линией болтов, $b = 111,6 \text{ см}$.

Число рядов связей $n_1 = 2$.

Число связей в ряду $n_2 = 9$.

Расстояние между осевой болтовых отверстий и крайним рядом связей $c_1 = 40,6 \text{ см}$.

Расстояние между рядами связей $c_2 = 30,4 \text{ см}$.

Расстояние между связями в ряду $c_3 = 25,2 \text{ см}$.

Диаметр связи по внутренней резьбе $d_0 = 3,08 \text{ см}$.

Наружный диаметр трубок $d_n = 1,4 \text{ см}$.

Шаг расположения трубок в ряду $t_1 = 2,1 \text{ см}$.

Шаг между рядами трубок $t_2 = 1,9 \text{ см}$.

Число трубок $n = 6100$.

Ширина (наибольшая) рассчитываемого участка доски $r = c_1 = 40,6 \text{ см}$.

Отношение $\frac{a}{c_1} = \frac{264}{40,6} = 6,5$.

Коэффициент закрепления трубной доски (по табл. 66 в зависимости от $a:c_1$), $\psi = 0,63$.

Коэффициент ослабления трубной доски

$$\varphi = 1 - 0,785 \frac{d_n^2}{t_1 t_2} = 1 - 0,785 \frac{1,4^2}{2,1 \cdot 1,9} = 0,614.$$

Коэффициент изменения удельной нагрузки для прямоугольной трубной доски с пучком прямых трубок (по табл. 68)

$$\epsilon = 1 - 0,785 \frac{d_n^2 n}{ab} = 1 - 0,785 \frac{1,4^2 \cdot 6100}{264 \cdot 111,6} = 0,682.$$

Определяем (по таблицам)

Предел прочности легированной стали при температуре стенки $t_{ст} = 400^\circ \text{С}$, $\sigma_b' = 3600 \text{ кг/см}^2$.

Предел прочности стали 35Х: $\sigma_b = 9500 \text{ кг/см}^2$.

Запас прочности трубной доски принимаем $n_b = 4$.

Допускаемое напряжение в трубной доске

$$R_b = \frac{\sigma_b'}{n_b} = \frac{3600}{4} = 900 \text{ кг/см}^2.$$

Толщина трубной доски

$$s = c_1 \sqrt{\frac{\psi p}{\varphi R_b}} + C = 40,6 \sqrt{\frac{0,63 \cdot 0,682 \cdot 10}{0,614 \cdot 900}} + 0,2 = 3,8 \text{ см},$$

где $C = 0,2 \text{ см}$ — прибавка.

Принимаем $s = 40 \text{ мм}$.

Нагрузка, приходящаяся на одну связь,

$$P'_1 = 0,5(c_1 + c_2)c_3 p = 0,5(40,6 + 30,4)25,2 \cdot 10 = 8900 \text{ кг.}$$

Напряжение в анкерных связях

$$R'_z = \frac{P'_1}{0,785 \cdot d_0^2} = \frac{8900}{0,785 \cdot 3,08^2} = 1200 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности в связях

$$n'_b = \frac{\sigma_b}{R'_z} = \frac{9500}{1200} = 7,9.$$

§ 49. РАСЧЕТ КОМПЕНСИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ АППАРАТА

Исходные данные для расчета

Давление внутри корпуса аппарата $p = 0,8 \text{ кг/см}^2$.

Температура среды в межтрубном пространстве $t_1 = 116,3^\circ \text{C}$.

Средняя температура среды в трубках аппарата $t_2 = 75^\circ \text{C}$.

Температура аппарата во время сборки $t_3 = 15^\circ \text{C}$.

Температура окружающего воздуха $t_4 = 30^\circ \text{C}$.

Материал корпуса: сталь Ст. 3.

Материал трубок: латунь.

Длина трубок и корпуса $l = 1,8 \text{ м}$.

Диаметр корпуса $D_n = 0,55 \text{ м}$.

Толщина стенок трубок $s_1 = 1 \text{ мм}$.

Толщина стенки корпуса $s_2 = 4 \text{ мм}$.

Определяем (по табл. 38)

Коэффициент линейного расширения материала корпуса на 1°C , $\beta_1 = 1,25 \cdot 10^{-5}$.

Коэффициент линейного расширения материала трубок на 1°C , $\beta_2 = 1,9 \cdot 10^{-5}$.

Для определения температуры стенки принимаем

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенкам корпуса и трубок $\alpha_1 = 6600 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ \text{C}$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки корпуса к наружному воздуху $\alpha_2 = 10 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ \text{C}$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубок к воде $\alpha_3 = 4000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ \text{C}$.

Коэффициент теплопроводности латуни $\lambda_1 = 90 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ \text{C}$.

Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_2 = 50 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ \text{C}$.

Температура внутренней поверхности стенки трубки

$$t'_{cr_1} = \frac{\alpha_3 t_2 + A_1 t_1}{\alpha_3 + A_1} = \frac{4000 \cdot 75 + 6150 \cdot 116,3}{4000 + 6150} \approx 100^\circ \text{C},$$

где

$$A_1 = \frac{1}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_1}} = \frac{1}{\frac{0,001}{90} + \frac{1}{6600}} = 6150.$$

Температура наружной поверхности стенки трубки

$$t'_{cr_2} = \frac{t_2 + t_1 \alpha_1 B_1}{1 + \alpha_1 B_1} = \frac{75 + 116,3 \cdot 6600 \cdot 0,000261}{1 + 6600 \cdot 0,000261} \approx 101^\circ \text{C},$$

где

$$B_1 = \frac{1}{\alpha_3} + \frac{s_1}{\lambda_1} = \frac{1}{4000} + \frac{0,001}{90} = 0,000261.$$

Средняя температура стенки трубки

$$t_{cr_1} = 0,5(t'_{cr_1} + t'_{cr_2}) = 0,5(100 + 101) \approx 100^\circ \text{C}.$$

Температура внутренней поверхности стенки корпуса

$$t''_{cr_1} = \frac{\alpha_1 t_1 + A_2 t_4}{\alpha_1 + A_2} = \frac{6600 \cdot 116,3 + 10 \cdot 30}{6600 + 10} = 116,2^\circ \text{C},$$

где

$$A_2 = \frac{1}{\frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{0,004}{50} + \frac{1}{10}} = 10.$$

Температура наружной поверхности стенки корпуса

$$t''_{cr_2} = \frac{t_1 + t_4 \alpha_2 B_2}{1 + \alpha_2 B_2} = \frac{116,3 + 30 \cdot 10 \cdot 0,000232}{1 + 10 \cdot 0,000232} = 116^\circ \text{C},$$

где

$$B_2 = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} = \frac{1}{6600} + \frac{0,004}{50} = 0,000232.$$

Средняя температура стенки корпуса

$$t_{cr_2} = 0,5(t''_{cr_1} + t''_{cr_2}) = 0,5(116,2 + 116) \approx 116^\circ \text{C}.$$

Удлинение трубки под действием разности температур

$$\Delta l_1 = \beta_2 l (t_{cr_1} - t_2) = 1,9 \cdot 10^{-5} \cdot 1,8 (100 - 75) = 0,0029 \text{ м} = 2,9 \text{ мм}.$$

Удлинение корпуса под действием разности температур

$$\Delta l_2 = \beta_1 l (t_{ст.} - t_в) = 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 1,8 (116 - 15) = 0,00227 = 2,27 \text{ мм.}$$

Разность удлинений трубок и корпуса

$$\Delta l = \Delta l_1 - \Delta l_2 = 2,9 - 2,27 = 0,63 \text{ мм.}$$

Усилие, возникающее в корпусе, вызываемое удлинением трубок

$$P_1 = \frac{\Delta F_k E}{l} = \frac{0,63 \cdot 69,5 \cdot 2,2 \cdot 10^6}{180} = 53\,500 \text{ кг,}$$

где F_k — площадь сечения корпуса, равная

$$F_k = \pi (D_в + s_2) s_2 = 3,14 (55 + 0,4) 0,4 = 69,5 \text{ см}^2;$$

$E = 2,2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости стали (по табл. 38).

Усилие, возникающее в корпусе от внутреннего давления

$$P_2 = 0,785 \cdot D_в^2 p = 0,785 \cdot 55^2 \cdot 0,8 = 1900 \text{ кг.}$$

Суммарное усилие, возникающее в корпусе,

$$P_3 = P_1 + P_2 = 53\,500 + 1900 = 55\,400 \text{ кг.}$$

Суммарное напряжение на разрыв в стенке корпуса

$$R = \frac{P_3}{F_k} = \frac{55400}{69,5} \approx 800 \text{ кг/см}^2.$$

Усилие, возникающее в трубке, вызываемое ее сжатием,

$$P_4 = \frac{\Delta F_T E_1}{l} = \frac{0,063 \cdot 0,47 \cdot 1 \cdot 10^6}{180} = 165 \text{ кг.}$$

где F_T — площадь сечения трубки, равная (при среднем ее диаметре $d_c = 1,5 \text{ см}$)

$$F_T = \pi d_c s_1 = 3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,1 = 0,47 \text{ см}^2;$$

$E_1 = 1,0 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости латуни по табл. 38.

Допускаемая нагрузка на вырывание концов трубок

$$P_{\max} = R_{\max} \pi d_n y = 40 \cdot 3,14 \cdot 1,6 \cdot 2 = 400 \text{ кг,}$$

где $R_{\max} = 40 \text{ кг/см}^2$ — допускаемое напряжение для развальцованных трубок (см. стр. 206);

$d_n = 1,6 \text{ см}$ — наружный диаметр трубок;

$y = 2 \text{ см}$ — глубина завальцовки трубки.

Необходимость применения компенсатора определяется из следующих соотношений:

$$R = 800 < R_{\text{доп}} = 900 \text{ кг/см}^2,$$

где $R_{\text{доп}} = 900 \text{ кг/см}^2$ — допускаемое напряжение в стенке корпуса

$$P_4 = 165 < P_{\max} = 400 \text{ кг.}$$

По допускаемым напряжениям и нагрузкам на данном аппарате компенсатора не требуется.

§ 50. РАСЧЕТ ЛИНЗОВОГО КОМПЕНСАТОРА

Исходные данные для расчета

Материал линзы: сталь Ст. 3.

Давление среды в компенсаторе $p = 4 \text{ кг/см}^2$.

Диаметр корпуса аппарата (по среднему сечению) $d_2 = 55,4 \text{ см}$.

Величина деформации компенсатора $\Delta l = 0,126 \text{ см}$.

Размеры компенсатора принимаем

Число линз в компенсаторе $z = 1$

Диаметр линзы компенсатора (по среднему сечению) $d_1 = 69,6 \text{ см}$.

Радиусы закругления линзы $r_1 = r_2 = r = 3 \text{ см}$.

Высота волны линзы

$$H = 0,5 (d_1 - d_2) = 0,5 (69,6 - 55,4) = 7,1 \text{ см.}$$

Прямолинейный участок линзы

$$l = H - 2r = 7,1 - 2 \cdot 3 = 1,1 \text{ см.}$$

Толщина стенки линзы

$$s = 0,67 \cdot H \sqrt{\frac{p}{R_b}} = 0,67 \cdot 7,1 \sqrt{\frac{4}{900}} = 0,32 \text{ см,}$$

где $R_b = 900 \text{ кг/см}^2$ — принятое допускаемое напряжение для стали Ст. 3.

Принимаем $s = 4 \text{ мм}$.

Величина деформации одной линзы при предварительном ее сжатии на $-\frac{\Delta l}{2}$

$$\Delta x = \pm \frac{\Delta l}{2z} = \pm \frac{0,126}{2 \cdot 1} = \pm 0,063 \text{ см},$$

где знак плюс — работа линзы на растяжение;
знак минус — работа линзы на сжатие.

Усилие от внутреннего давления, воспринимаемое стенками линзы,

$$P_0 = 0,785p(d_1^2 - d_2^2) = 0,785 \cdot 4(69,6^2 - 55,4^2) = 5500 \text{ кг}.$$

Усилие от внутреннего давления, разрывающее стенку линзы по диаметру d_1 ,

$$P_A = P_0 \frac{d_1}{d_1 + d_2} = 5500 \frac{69,6}{69,6 + 55,4} = 3060 \text{ кг}.$$

Реактивное усилие, сжимающее стенку линзы по диаметру d_2 ,

$$P_B = P_0 - P_A = 5500 - 3060 = 2440 \text{ кг}.$$

Средний диаметр линзы компенсатора

$$d_{cp} = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(69,6 + 55,4) = 62,5 \text{ см}.$$

Момент инерции поперечного сечения волны линзы, спрямленной по ее среднему диаметру,

$$I_{cp} = 0,262d_{cp}^3 = 0,262 \cdot 62,5 \cdot 0,4^3 = 1,05 \text{ см}^4.$$

Коэффициенты конфигурации линзы для случая $r_1 = r_2 = r$ и $l \neq 0$ согласно данным § 43:

$$\begin{aligned} \Sigma b = n \left\{ \frac{(3\pi - 8)}{4} r^3 + \left[r(r+l) + \frac{l^2}{3} \right] l + \right. \\ \left. + r \left[\frac{\pi}{2} (r+l)^2 + 2(r+l)r + \frac{\pi}{4} r^2 \right] \right\} = 2 \left\{ \frac{(3 \cdot 3,14 - 8)}{4} 3^3 + \right. \\ \left. + \left[3(3 + 1,1) + \frac{1,1^2}{3} \right] 1,1 + 3 \left[\frac{3,14}{2} (3 + 1,1)^2 + 2(3 + 1,1)3 + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{3,14}{4} 3^2 \right] \right\} = 403,2 \text{ см}^3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma a = n \{ (\pi - 2) r^2 + (2r + l)l + r[\pi(r+l) + 2r] \} = \\ = 2 \{ (3,14 - 2) 3^2 + (2 \cdot 3 + 1,1) 1,1 + 3[3,14(3 + 1,1) + \\ + 2 \cdot 3] \} = 149,2 \text{ см}^2. \end{aligned}$$

Приведенная длина стенки линзы для этого же случая

$$\Sigma s_n = n(\pi r + l) = 2(3,14 \cdot 3 + 1,1) = 21,04 \text{ см}.$$

Здесь $n=2$ — число полулинз в компенсаторе.

Сила, возникающая в компенсаторе от деформации одной линзы на величину $\pm \Delta x$, определяется по формуле

$$P_x = \frac{EI_{cp}\Delta x}{\Sigma b - \frac{\Sigma a^2}{4\Sigma s_n}} = \frac{2,2 \cdot 10^6 \cdot 1,05 \cdot 0,063}{403,2 - \frac{149,2^2}{4 \cdot 21,04}} = 1040 \text{ кг},$$

где $E = 2,2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости материала линзы.

Защемляющий момент, вызванный деформацией линзы,

$$M_x = \frac{\Sigma a P_x}{2\Sigma s_n} = \frac{149,2 \cdot 1040}{2 \cdot 21,04} = 3680 \text{ кгсм}.$$

Изгибающий момент в опасном сечении линзы (сечение AA, рис. 104)

$$M_A = P_x H - M_x = 1040 \cdot 7,1 - 3680 = 3720 \text{ кгсм}.$$

Момент инерции линзы в опасном сечении

$$I_A = 0,262d_1 s^3 = 0,262 \cdot 69,6 \cdot 0,4^3 = 1,16 \text{ см}^4.$$

Напряжение изгиба от действия момента в опасном сечении

$$R'_b = \frac{M_A s}{2I_A} = \frac{3720 \cdot 0,4}{2 \cdot 1,16} = 640 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение изгиба от внутреннего давления

$$R''_b = \frac{0,45 \cdot p \cdot H^2}{s^2} = \frac{0,45 \cdot 4 \cdot 7,1^2}{0,4^2} = 566 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное напряжение изгиба

$$R_b = R'_b + R''_b = 640 + 566 = 1206 \text{ кг/см}^2,$$

где знак плюс — при работе компенсатора на растяжение;
знак минус — при работе компенсатора на сжатие.

Напряжение на разрыв от внутреннего давления

$$R_z = \frac{p d_1}{2s} = \frac{4 \cdot 69,6}{2 \cdot 0,4} = 348 \text{ кг/см}^2.$$

Результирующее напряжение в опасном сечении

$$R_{\text{рез}} = \sqrt{R_b^2 + R_z^2} = \sqrt{1206^2 + 348^2} = 1250 \text{ кг/см}^2.$$

Осевое усилие в корпусе аппарата

$$P_c = P_B + P_x = 2440 + 1040 = 3480 \text{ кг.}$$

Напряжение в стенке линзы в месте крепления к корпусу аппарата

$$R_z' = \frac{P_c}{\pi d_s^2} = \frac{3480}{3,14 \cdot 55,4 \cdot 0,4} \approx 50 \text{ кг/см}^2.$$

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1

Насыщенный водяной пар
(по температурам)

Температура t °C	Давление насыщения P атм	Удельный объем воды при давлении насыщения v_n м ³ /кг	Удельный объем пара v м ³ /кг	Удельный вес пара γ кг/м ³	Энтальпия (теплосодержание)		Теплота испарения r ккал/кг
					жидкости q ккал/кг	пара i ккал/кг	
0	0,006228	0,001000	206,3	0,00485	0	597,3	597,3
2	0,007193	0,001000	172,9	0,00556	2,0	598,2	596,2
4	0,008289	0,001000	157,3	0,00636	4,0	599,1	595,1
6	0,009532	0,001000	137,8	0,00726	6,0	599,9	593,9
8	0,010932	0,001000	121,0	0,00826	8,0	600,8	592,8
10	0,012513	0,001000	106,42	0,00940	10,0	601,7	591,7
12	0,014292	0,001001	93,84	0,01066	12,0	602,6	590,6
14	0,016289	0,001001	82,90	0,01206	14,0	603,5	589,5
16	0,018528	0,001001	73,39	0,01363	16,0	604,3	588,3
18	0,02103	0,001002	65,09	0,01536	18,0	605,1	587,1
20	0,02383	0,001002	57,84	0,01729	20,0	606,0	586,0
22	0,02695	0,001002	51,50	0,01942	22,0	606,9	584,9
24	0,03041	0,001003	45,93	0,02177	24,0	607,8	583,8
26	0,03426	0,001003	41,04	0,02437	26,0	608,6	582,6
28	0,03853	0,001004	36,73	0,02723	28,0	609,5	581,5
30	0,04325	0,001004	32,93	0,03037	30,0	610,4	580,4
32	0,04847	0,001005	29,57	0,03382	32,0	611,3	579,3
34	0,05423	0,001006	26,60	0,03759	34,0	612,2	578,2
36	0,06057	0,001006	23,97	0,04172	36,0	613,0	577,0
38	0,06755	0,001007	21,63	0,04623	38,0	613,9	575,9
40	0,07520	0,001008	19,55	0,05115	40,0	614,7	574,7
42	0,08360	0,001009	17,69	0,05653	42,0	615,5	573,5
44	0,09279	0,001010	16,04	0,06234	44,0	616,4	572,4
46	0,10284	0,001010	14,56	0,06868	46,0	617,3	571,3
48	0,11382	0,001011	13,23	0,07559	48,0	618,1	570,1

Температура t °C	Давление насыщения P атм	Удельный объем воды при давлении насыщения v_n м ³ /кг	Удельный объем пара v м ³ /кг	Удельный вес пара γ кг/м ³	Энтальпия (теплосодержание)		Теплота испарения r ккал/кг
					жидкости q ккал/кг	пара i ккал/кг	
50	0,1258	0,001012	12,040	0,08306	50,0	619,0	569,0
55	0,1605	0,001015	9,578	0,1044	55,0	621,1	566,1
60	0,2031	0,001017	7,678	0,1302	60,0	623,2	563,2
65	0,2550	0,001020	6,201	0,1613	65,0	625,2	560,2
70	0,3178	0,001023	5,045	0,1982	70,0	627,3	557,3
75	0,3931	0,001026	4,133	0,2420	75,0	629,3	554,3
80	0,4829	0,001029	3,408	0,2934	80,0	631,3	551,3
85	0,5894	0,001032	2,828	0,3536	85,0	633,3	548,3
90	0,7149	0,001036	2,361	0,4235	90,0	635,2	545,2
95	0,8619	0,001040	1,982	0,5045	95,1	637,2	542,1
100	1,0332	0,001044	1,673	0,5977	100,1	639,1	539,0
105	1,2318	0,001047	1,419	0,7047	105,1	640,9	535,8
110	1,4609	0,001052	1,210	0,8264	110,2	642,8	532,6
115	1,7239	0,001056	1,036	0,9652	115,3	644,6	529,4
120	2,0245	0,001060	0,8917	1,121	120,3	646,4	526,1
125	2,3666	0,001065	0,7704	1,298	125,4	648,1	522,7
130	2,7544	0,001070	0,6683	1,496	130,5	649,8	519,3
135	3,192	0,001075	0,5820	1,718	135,6	651,4	515,8
140	3,685	0,001080	0,5087	1,966	140,7	653,0	512,3
145	4,237	0,001085	0,4461	2,242	145,8	654,5	508,7
150	4,854	0,001091	0,3926	2,547	151,0	656,0	505,0
155	5,540	0,001096	0,3466	2,885	156,2	657,5	501,3
160	6,302	0,001102	0,3068	3,258	161,3	658,7	497,4
165	7,146	0,001108	0,2725	3,670	166,5	660,0	493,5
170	8,076	0,001114	0,2426	4,122	171,8	661,3	489,5
175	9,101	0,001121	0,2166	4,617	177,0	662,4	485,4
180	10,225	0,001128	0,1939	5,157	182,3	663,6	481,3
185	11,456	0,001134	0,1739	5,750	187,6	664,6	477,0
190	12,800	0,001142	0,1564	6,394	192,9	665,5	472,6
195	14,265	0,001149	0,1409	7,097	198,2	666,3	468,1

Температура <i>t</i> °C	Давление насыщения <i>p</i> атм	Удельный объем воды при давлении насыщения v_n м ³ /кг	Удельный объем пара v м ³ /кг	Удельный вес пара γ кг/м ³	Энтальпия (теплосодержание)		Теплота испарения r ккал/кг
					жидкости q ккал/кг	пара i ккал/кг	
200	15,857	0,001157	0,1272	7,862	203,6	667,1	463,5
205	17,585	0,001164	0,1151	8,688	209,0	667,7	458,7
210	19,456	0,001173	0,1043	9,588	214,4	668,3	453,9
215	21,477	0,001181	0,09465	10,56	219,9	668,8	448,9
220	23,659	0,001190	0,08606	11,62	225,4	669,1	443,7
225	26,007	0,001199	0,07837	12,76	230,9	669,3	438,4
230	28,531	0,001209	0,07147	13,99	236,5	669,5	433,0
235	31,239	0,001219	0,06527	15,32	242,2	669,7	427,5
240	34,140	0,001229	0,05967	16,76	247,8	669,5	421,7
245	37,244	0,001240	0,05462	18,30	253,6	669,4	415,8
250	40,56	0,001251	0,05006	19,98	259,3	669,0	409,7
255	44,10	0,001263	0,04591	21,78	265,2	668,5	403,3
260	47,87	0,001276	0,04215	23,72	271,1	667,9	396,8
265	51,87	0,001289	0,03872	25,83	277,1	667,3	390,2
270	56,14	0,001302	0,03560	28,09	283,1	666,3	383,2
275	60,66	0,001317	0,03274	30,53	289,2	665,2	376,0
280	65,46	0,001332	0,03013	33,19	295,4	663,9	368,5
285	70,54	0,001348	0,02774	36,05	301,7	662,4	360,7
290	75,92	0,001366	0,02554	39,15	308,1	660,7	352,6
295	81,60	0,001384	0,02351	42,53	314,6	658,8	344,2
300	87,61	0,001404	0,02164	46,21	321,2	656,6	335,4
305	93,95	0,001425	0,01992	50,20	328,0	654,2	326,2
310	100,64	0,001447	0,01832	54,58	334,9	651,4	316,5
315	107,69	0,001472	0,01683	59,42	342,0	648,3	306,3
320	115,12	0,001499	0,01545	64,72	349,2	644,9	295,7
325	122,95	0,001529	0,01417	70,57	356,7	641,0	284,3
330	131,18	0,001562	0,01297	77,10	364,5	636,7	272,2
335	139,85	0,001599	0,01184	84,46	372,5	631,8	259,3
340	148,96	0,001639	0,01078	92,76	380,9	626,2	245,3
345	158,54	0,001686	0,00977	102,34	389,8	619,9	230,1
350	168,63	0,001741	0,00881	113,6	399,2	612,5	213,3
355	179,24	0,001807	0,00787	127,1	409,4	603,6	194,2
360	190,42	0,001894	0,00694	144,0	420,7	592,6	171,9
365	202,21	0,002020	0,00599	166,8	434,1	578,2	144,1
370	214,68	0,002220	0,00493	203,0	452,0	556,7	104,7
374	225,22	0,002800	0,00347	288,0	485,3	512,7	27,4

Насыщенный водяной пар

(по давлениям)

Давление насыщения <i>p</i> атм	Температура <i>t</i> °C	Удельный объем водм при давлении насыщения v_n м ³ /кг	Удельный объем пара v м ³ /кг	Удельный вес пара γ кг/м ³	Энтальпия (теплосодержание)		Теплота испарения r ккал/кг
					жидкости q ккал/кг	пара i ккал/кг	
0,01	6,7	0,001000	131,60	0,00760	6,7	600,2	593,5
0,015	12,7	0,001001	89,63	0,01116	12,8	602,9	590,1
0,02	17,2	0,001001	68,25	0,01465	17,3	604,9	587,6
0,025	20,8	0,001002	55,27	0,01809	20,8	606,4	585,6
0,03	23,8	0,001003	46,52	0,02150	23,8	607,8	584,0
0,04	28,6	0,001004	35,46	0,02820	28,7	609,8	581,1
0,05	32,6	0,001005	28,72	0,03482	32,6	611,5	578,9
0,06	35,8	0,001006	24,19	0,04134	35,8	612,9	577,1
0,08	41,2	0,001008	18,45	0,05420	41,2	615,2	574,0
0,10	45,5	0,001010	14,95	0,06689	45,5	617,0	571,6
0,12	49,1	0,001012	12,59	0,07943	49,1	618,6	569,5
0,15	53,6	0,001014	10,20	0,09804	53,6	620,5	566,9
0,20	59,7	0,001017	7,789	0,1284	59,7	623,1	563,4
0,25	64,6	0,001020	6,318	0,1583	64,5	625,0	560,5
0,30	68,7	0,001022	5,324	0,1878	68,7	626,8	558,1
0,35	72,3	0,001024	4,613	0,2170	72,2	628,2	556,0
0,40	75,4	0,001026	4,066	0,2459	75,4	629,5	554,1
0,45	78,3	0,001028	3,641	0,2746	78,3	630,6	552,3
0,50	80,9	0,001030	3,299	0,3031	80,9	631,6	550,7
0,60	85,5	0,001033	2,782	0,3595	85,5	633,5	548,0
0,70	89,5	0,001036	2,408	0,4153	89,5	635,1	545,6
0,80	93,0	0,001038	2,125	0,4706	93,1	636,4	543,3
0,90	96,2	0,001041	1,903	0,5255	96,3	637,6	541,3
1,0	99,1	0,001043	1,725	0,5797	99,2	638,8	539,6
1,1	101,8	0,001045	1,578	0,6337	101,9	639,8	537,9
1,2	104,3	0,001047	1,455	0,6873	104,4	640,7	536,3
1,3	106,6	0,001049	1,350	0,7407	106,7	641,6	534,9
1,4	108,7	0,001051	1,259	0,7943	108,9	642,3	533,4
1,5	110,8	0,001052	1,181	0,8467	111,0	643,1	532,1
1,6	112,7	0,001054	1,111	0,9001	113,0	643,8	530,8
1,8	116,3	0,001057	0,9954	1,0046	116,6	645,1	528,5
2,0	119,6	0,001060	0,9018	1,109	119,9	646,3	526,4
2,2	122,7	0,001063	0,8248	1,212	123,0	647,3	524,3
2,4	125,5	0,001065	0,7603	1,315	125,9	648,3	522,4

Давление насыщения p ата	Температура t °C	Удельный объем воды при давлении насыщения v_b м³/кг	Удельный объем пара v м³/кг	Удельный вес пара γ кг/м³	Энтальпия (теплосодержание)		Теплота испарения r ккал/кг
					жидкости q ккал/кг	пара i ккал/кг	
2,6	128,1	0,001068	0,7055	1,417	128,5	649,2	520,7
2,8	130,6	0,001070	0,6581	1,520	131,1	650,0	518,9
3,0	132,9	0,001073	0,6169	1,621	133,4	650,7	517,3
3,2	135,1	0,001075	0,5807	1,722	135,7	651,4	515,7
3,4	137,2	0,001077	0,5486	1,823	137,8	652,1	514,3
3,6	139,2	0,001079	0,5199	1,923	139,9	652,8	512,9
3,8	141,1	0,001081	0,4942	2,024	141,8	653,3	511,5
4,0	142,9	0,001083	0,4709	2,124	143,7	653,9	510,2
4,5	147,2	0,001088	0,4215	2,373	148,1	655,2	507,1
5,0	151,1	0,001092	0,3817	2,620	152,1	656,3	504,2
5,5	154,7	0,001096	0,3491	2,871	155,9	657,3	501,5
6,0	158,1	0,001100	0,3214	3,111	159,3	658,3	498,9
6,5	161,2	0,001104	0,2981	3,356	162,6	659,2	496,5
7,0	164,2	0,001107	0,2778	3,600	165,7	659,9	494,2
7,5	167,0	0,001111	0,2603	3,843	168,6	660,6	492,0
8,0	169,6	0,001114	0,2448	4,085	171,4	661,2	489,8
8,5	172,1	0,001117	0,2312	4,327	174,0	661,8	487,9
9,0	174,5	0,001120	0,2189	4,568	176,5	662,3	485,8
9,5	176,8	0,001123	0,2079	4,811	179,0	662,8	483,9
10	179,0	0,001126	0,1980	5,051	181,3	663,3	482,1
11	183,2	0,001132	0,1808	5,531	185,7	664,1	478,4
12	187,1	0,001137	0,1663	6,013	189,8	664,9	475,1
13	190,7	0,001143	0,1540	6,494	193,5	665,6	472,0
14	194,1	0,001148	0,1434	6,974	197,3	666,2	468,9
15	197,4	0,001153	0,1342	7,452	200,7	666,7	465,9
16	200,4	0,001157	0,1261	7,930	204,0	667,1	463,1
17	203,4	0,001162	0,1189	8,410	207,2	667,5	460,3
18	206,1	0,001166	0,1125	8,889	210,2	667,8	457,6
19	208,8	0,001171	0,1067	9,372	213,1	668,2	455,1
20	211,4	0,001175	0,1015	9,852	215,9	668,5	452,6
21	213,9	0,001180	0,09676	10,34	218,6	668,7	450,1
22	216,2	0,001183	0,09245	10,82	221,2	668,9	447,7
23	218,5	0,001187	0,08849	11,30	223,8	669,0	445,2
24	220,8	0,001191	0,08486	11,78	226,2	669,2	443,0
25	222,9	0,001195	0,08150	12,27	228,6	669,3	440,7

Давление насыщения p ата	Температура t °C	Удельный объем воды при давлении насыщения v_b м³/кг	Удельный объем пара v м³/кг	Удельный вес пара γ кг/м³	Энтальпия (теплосодержание)		Теплота испарения r ккал/кг
					жидкости q ккал/кг	пара i ккал/кг	
26	225,0	0,001199	0,07838	12,76	230,9	669,4	438,5
27	227,0	0,001203	0,07551	13,24	233,2	669,4	436,2
28	229,0	0,001207	0,07282	13,73	235,4	669,5	434,1
29	230,9	0,001211	0,07032	14,22	237,5	669,5	432,0
30	232,8	0,001214	0,06797	14,93	239,6	669,6	430,0
32	236,4	0,001222	0,06370	15,70	243,7	669,6	425,9
34	239,8	0,001229	0,05995	16,68	247,6	669,5	421,9
36	243,0	0,001236	0,05654	17,69	251,3	669,4	418,1
38	246,2	0,001243	0,05352	18,68	254,9	669,2	414,3
40	249,2	0,001249	0,05077	19,70	258,4	669,0	410,6
42	252,1	0,001256	0,04829	20,71	261,8	668,8	407,0
44	254,9	0,001263	0,04601	21,73	265,0	668,5	403,5
46	257,6	0,001269	0,04394	22,76	268,2	668,2	400,0
48	260,2	0,001276	0,04203	23,79	271,3	667,9	396,6
50	262,7	0,001283	0,04026	24,84	274,3	667,5	393,2
55	268,7	0,001299	0,03639	27,48	281,5	666,6	385,1
60	274,3	0,001315	0,03313	30,18	288,3	665,4	377,1
65	279,5	0,001331	0,03036	32,94	294,8	664,0	369,2
70	284,5	0,001347	0,02798	35,74	301,0	662,6	361,6
75	289,2	0,001363	0,02589	38,63	307,0	661,0	354,0
80	293,6	0,001379	0,02405	41,58	312,8	659,3	346,5
85	297,9	0,001395	0,02243	44,58	318,4	657,6	339,2
90	301,9	0,001412	0,02096	47,71	323,8	655,7	331,9
95	305,8	0,001428	0,01965	50,89	329,1	653,8	324,7
100	309,5	0,001445	0,01846	54,17	334,2	651,7	317,5
110	316,6	0,001480	0,01638	61,05	344,2	647,2	303,0
120	323,2	0,001517	0,01463	68,35	353,9	642,5	288,6
130	329,3	0,001557	0,01313	76,16	363,4	637,2	273,8
140	335,1	0,001600	0,011-2	84,60	372,7	631,7	259,0
150	340,6	0,001644	0,01066	93,81	381,9	625,6	243,7
160	345,7	0,001693	0,00963	103,9	391,1	618,9	227,8
170	350,7	0,001748	0,00868	115,2	400,4	611,5	211,1
180	355,4	0,001812	0,00780	128,2	410,1	602,8	192,7
190	359,8	0,001890	0,00697	143,5	420,4	593,0	172,6
200	364,1	0,001987	0,00618	161,9	431,3	581,4	150,1
210	368,2	0,002130	0,00535	186,9	444,5	565,9	121,4
220	372,1	0,002380	0,00436	229,0	463,0	542,3	79,9

Перегретый водяной пар

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{атм}$								
	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,30	0,40
60	31,31	26,08	19,56	15,64	13,02	9,76	7,797		
80	623,9	623,9	623,8	623,7	623,6	623,4	623,2		
100	33,19	27,65	20,74	16,58	13,81	10,36	8,277	5,507	4,123
120	633,0	632,9	632,9	632,8	632,8	632,6	632,5	632,1	631,7
140	35,08	29,23	21,92	17,53	14,60	10,95	8,752	5,826	4,365
160	642,1	642,1	642,1	642,0	641,9	641,8	641,7	641,4	641,1
180	36,96	30,80	23,10	18,47	15,39	11,54	9,226	6,143	4,604
200	651,1	651,1	651,1	651,0	651,0	650,9	650,8	650,6	650,3
220	38,85	32,37	24,28	19,42	16,18	12,13	9,699	6,459	4,842
240	660,2	660,2	660,1	660,1	660,1	660,0	659,9	659,8	659,5
260	40,73	33,94	25,46	20,36	16,96	12,72	10,17	6,776	5,079
280	669,4	669,4	669,3	669,3	669,3	669,2	669,1	669,0	668,8
300	42,62	35,51	26,64	21,30	17,75	13,31	10,65	7,092	5,317
320	678,6	678,5	678,5	678,5	678,4	678,3	678,2	678,2	678,0
340	44,50	37,08	27,82	22,24	18,54	13,90	11,12	7,407	5,553
360	687,8	687,8	687,8	687,7	687,7	687,7	687,6	687,5	687,4
380	46,39	38,65	28,99	23,19	19,32	14,49	11,59	7,722	5,790
400	697,0	697,0	697,0	697,0	697,0	696,9	696,9	696,8	696,7
420	48,27	40,22	30,17	24,13	20,11	15,08	12,06	8,038	6,026
440	706,4	706,4	706,3	706,3	706,3	706,2	706,2	706,1	706,1
460	50,15	41,79	31,35	25,07	20,89	15,66	12,54	8,352	6,263
480	715,8	715,8	715,7	715,7	715,7	715,6	715,6	715,5	715,5
500	52,04	43,36	32,52	26,02	21,68	16,25	13,01	8,667	6,500
520	725,2	725,2	725,2	725,2	725,2	725,2	725,2	725,1	725,1
540	53,92	44,93	33,70	26,96	22,46	16,84	13,48	8,983	6,736
560	734,8	734,8	734,8	734,8	734,8	734,8	734,8	734,7	734,7
580	55,80	46,50	34,88	27,90	23,25	17,43	13,95	9,298	6,971
600	744,4	744,4	744,4	744,4	744,4	744,4	744,4	744,3	744,3
620	57,69	48,07	36,05	28,84	24,03	18,02	14,42	9,612	7,207
640	754,0	754,0	754,0	754,0	754,0	754,0	754,0	754,0	753,9
660	59,57	49,64	37,23	29,78	24,82	18,61	14,89	9,926	7,443
680	763,8	763,8	763,8	763,8	763,8	763,8	763,8	763,8	763,7
700	61,46	51,20	38,41	30,72	25,60	19,20	15,36	10,24	7,679
720	773,6	773,6	773,6	773,6	773,6	773,6	773,6	773,6	773,5
740	63,33	52,78	39,59	31,67	26,39	19,79	15,83	10,55	7,916
760	783,4	783,4	783,4	783,4	783,4	783,4	783,4	783,4	783,3
780	65,21	54,35	40,76	32,61	27,17	20,37	16,30	10,87	8,151
800	793,3	793,3	793,3	793,3	793,3	793,3	793,3	793,3	793,2
820	67,09	55,92	41,94	33,55	27,95	20,96	16,77	11,18	8,387
840	803,3	803,3	803,3	803,3	803,3	803,3	803,3	803,3	803,2
860	68,98	57,48	43,12	34,49	28,74	21,54	17,23	11,50	8,623
880	813,3	813,3	813,3	813,3	813,3	813,3	813,3	813,3	813,2
900	70,86	59,05	44,30	35,43	29,52	22,13	17,70	11,81	8,858
920	823,4	823,4	823,4	823,4	823,4	823,4	823,4	823,4	823,4
940	72,74	60,62	45,47	36,38	30,31	22,72	18,17	12,12	9,093
960	833,6	833,6	833,6	833,6	833,6	833,6	833,6	833,6	833,6
980	77,45	64,55	48,41	38,73	32,27	24,20	19,35	12,91	9,682
1000	859,3	859,3	859,3	859,3	859,3	859,3	859,3	859,3	859,3

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{атм}$								
	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0	1,2	1,4	1,6
100	3,487	2,902	2,484	2,169	1,925	1,730			
120	640,8	640,4	640,2	639,9	639,5	639,2			
140	3,679	3,063	2,623	2,292	2,035	1,830	1,521	1,300	1,135
160	650,1	649,9	649,7	649,4	649,2	649,0	648,5	648,0	647,5
180	3,870	3,223	2,760	2,413	2,143	1,926	1,602	1,371	1,197
200	659,3	659,2	659,0	658,8	658,6	658,4	658,0	657,7	657,3
220	4,060	3,382	2,896	2,532	2,249	2,023	1,683	1,440	1,258
240	668,6	668,5	668,3	668,2	668,0	667,8	667,5	667,2	666,9
260	4,250	3,540	3,033	2,632	2,356	2,119	1,763	1,509	1,319
280	677,9	677,7	677,5	677,5	677,3	677,2	676,9	676,7	676,4
300	4,440	3,700	3,169	2,771	2,462	2,214	1,843	1,578	1,379
320	687,2	687,1	687,0	686,9	686,7	686,6	686,4	686,1	685,9
340	4,629	3,858	3,304	2,890	2,568	2,310	1,923	1,647	1,439
360	696,6	696,5	696,4	696,3	696,1	696,0	695,8	695,6	695,4
380	4,819	4,016	3,440	3,009	2,673	2,405	2,002	1,715	1,499
400	705,9	705,9	705,8	705,7	705,6	705,5	705,3	705,1	704,9
420	5,008	4,174	3,576	3,127	2,779	2,500	2,082	1,783	1,559
440	715,4	715,3	715,3	715,2	715,1	715,1	714,9	714,7	714,5
460	5,197	4,331	3,711	3,246	2,884	2,595	2,161	1,851	1,619
480	725,0	724,9	724,9	724,8	724,7	724,7	724,5	724,3	724,2
500	5,387	4,489	3,847	3,364	2,989	2,690	2,240	1,919	1,678
520	734,6	734,5	734,5	734,4	734,3	734,3	734,2	734,0	733,9
540	5,577	4,646	3,982	3,482	3,095	2,784	2,320	1,987	1,738
560	744,2	744,1	744,1	744,0	743,9	743,9	743,8	743,6	743,5
580	5,767	4,804	4,117	3,601	3,200	2,880	2,399	2,056	1,798
600	753,9	753,8	753,8	753,7	753,6	753,6	753,5	753,4	753,3
620	5,955	4,961	4,252	3,720	3,305	2,975	2,478	2,123	1,857
640	763,7	763,6	763,6	763,5	763,4	763,4	763,3	763,2	763,1
660	6,144	5,118	4,388	3,838	3,410	3,068	2,556	2,190	1,916
680	773,5	773,4	773,4	773,3	773,2	773,2	773,1	773,0	773,0
700	6,333	5,277	4,522	3,956	3,515	3,163	2,635	2,258	1,975
720	783,3	783,3	783,2	783,2	783,1	783,1	783,0	783,0	782,9
740	6,521	5,434	4,657	4,074	3,620	3,257	2,713	2,325	2,034
760	793,2	793,2	793,1	793,1	793,1	793,1	793,0	793,0	792,9
780	6,710	5,591	4,792	4,191	3,725	3,352	2,792	2,393	2,093
800	803,2	803,2	803,1	803,1	803,1	803,1	803,0	803,0	802,9
820	6,898	5,750	4,927	4,309	3,830	3,446	2,871	2,460	2,152
840	813,2	813,2	813,1	813,1	813,1	813,1	813,0	813,0	812,9
860	7,087	5,903	5,061	4,427	3,936	3,540	2,950	2,528	2,211
880	823,3	823,3	823,3	823,3	823,2	823,2	823,2	823,1	823,1
900	7,275	6,063	5,196	4,545	4,040	3,635	3,028	2,595	2,270
920	833,5	833,5	833,5	833,5	833,4	833,4	833,4	833,3	833,3
940	7,466	6,454	5,532	4,840	4,302	3,871	3,225	2,765	2,418
960	859,3	859,2	859,2	859,2	859,2	859,2	859,1	859,1	859,0

p. ата										
t, °C		1,8	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
120	v	1,006	0,903							
120	i	647,0	646,5							
140	v	1,062	0,955	0,760	0,630					
140	i	656,9	656,5	655,6	654,5					
160	v	1,117	1,004	0,800	0,664	0,494	0,392	0,323		
160	i	666,6	666,4	665,5	664,7	663,1	661,3	659,4		
180	v	1,171	1,053	0,840	0,698	0,520	0,413	0,342	0,291	0,252
180	i	676,1	675,9	675,2	674,5	673,2	671,7	670,1	668,8	667,3
200	v	1,225	1,102	0,879	0,730	0,545	0,433	0,359	0,306	0,266
200	i	685,7	685,4	684,8	684,2	683,0	681,7	680,6	679,5	678,2
220	v	1,278	1,150	0,918	0,763	0,570	0,454	0,376	0,321	0,280
220	i	695,2	695,0	694,4	693,9	692,9	691,7	690,7	689,7	688,7
240	v	1,332	1,198	0,957	0,796	0,594	0,474	0,393	0,336	0,293
240	i	704,8	704,6	704,0	703,6	702,7	701,7	700,9	699,9	699,0
260	v	1,385	1,246	0,995	0,828	0,619	0,494	0,410	0,350	0,305
260	i	714,4	714,2	713,7	713,4	712,6	711,7	710,9	710,1	709,3
280	v	1,438	1,294	1,034	0,860	0,643	0,513	0,426	0,364	0,318
280	i	724,0	723,9	723,5	723,2	722,5	721,8	721,1	720,3	719,6
300	v	1,491	1,342	1,072	0,892	0,668	0,533	0,443	0,379	0,331
300	i	733,8	733,7	733,3	733,0	732,4	731,8	731,2	730,5	729,9
320	v	1,545	1,390	1,111	0,924	0,692	0,552	0,459	0,393	0,343
320	i	743,4	743,3	743,1	742,8	742,3	741,7	741,2	740,5	740,0
340	v	1,598	1,437	1,149	0,956	0,716	0,572	0,475	0,407	0,355
340	i	753,2	753,1	752,9	752,6	752,2	751,6	751,1	750,6	750,2
360	v	1,650	1,485	1,187	0,988	0,740	0,591	0,492	0,421	0,367
360	i	763,0	762,9	762,7	762,5	762,1	761,6	761,1	760,7	760,3
380	v	1,702	1,532	1,225	1,020	0,764	0,610	0,508	0,435	0,380
380	i	772,9	772,8	772,6	772,4	772,0	771,6	771,1	770,8	770,4
400	v	1,755	1,579	1,263	1,052	0,788	0,629	0,524	0,448	0,392
400	i	782,8	782,7	782,5	782,4	782,0	781,6	781,2	780,9	780,5
420	v	1,807	1,627	1,301	1,084	0,811	0,649	0,540	0,462	0,404
420	i	792,8	792,7	792,5	792,4	792,0	791,6	791,0	790,7	790,7
440	v	1,860	1,674	1,339	1,115	0,835	0,668	0,556	0,476	0,416
440	i	802,9	802,7	802,5	802,4	802,1	801,8	801,5	801,2	800,9
460	v	1,913	1,721	1,377	1,147	0,859	0,687	0,572	0,490	0,428
460	i	812,8	812,8	812,7	812,5	812,3	812,0	811,7	811,4	811,1
480	v	1,965	1,768	1,415	1,178	0,883	0,706	0,588	0,503	0,440
480	i	823,0	823,0	822,9	822,7	822,5	822,2	821,9	821,6	821,3
500	v	2,018	1,815	1,453	1,210	0,907	0,725	0,604	0,517	0,452
500	i	833,2	833,2	833,1	832,9	832,7	832,4	832,2	831,9	831,7
520	v	2,071	1,864	1,490	1,242	0,930	0,744	0,619	0,531	0,464
520	i	843,4	843,4	843,3	843,1	842,9	842,7	842,5	842,3	842,1
550	v	2,150	1,935	1,547	1,289	0,966	0,772	0,643	0,551	0,482
550	i	859,0	858,9	858,8	858,7	858,5	858,3	858,1	857,9	857,7

p. ата											
t, °C		9,0	10	12	14	16	18	20	25	30	
180	v	0,223	0,199								
180	i	665,5	663,8								
200	v	0,235	0,210	0,173	0,146						
200	i	676,8	675,4	672,9	670,0						
220	v	0,247	0,221	0,183	0,155	0,134	0,118	0,104			
220	i	687,5	686,5	684,5	682,3	679,8	677,0	674,4			
240	v	0,259	0,232	0,192	0,163	0,141	0,124	0,111	0,086	0,070	
240	i	698,1	697,2	695,4	693,5	691,4	689,3	687,2	681,4	675,0	
260	v	0,270	0,243	0,201	0,171	0,148	0,131	0,117	0,092	0,075	
260	i	708,5	707,7	706,0	704,4	702,6	700,8	699,0	694,2	688,9	
280	v	0,282	0,253	0,209	0,178	0,155	0,137	0,122	0,096	0,079	
280	i	718,9	718,2	716,7	715,2	713,7	712,1	710,6	706,5	702,1	
300	v	0,293	0,263	0,218	0,186	0,162	0,143	0,128	0,101	0,083	
300	i	729,3	728,6	727,3	725,9	724,7	723,3	722,0	718,5	714,9	
320	v	0,304	0,273	0,227	0,193	0,168	0,149	0,133	0,106	0,087	
320	i	739,5	738,9	737,7	736,5	735,4	734,2	733,1	730,1	727,0	
340	v	0,315	0,283	0,235	0,201	0,175	0,155	0,139	0,110	0,091	
340	i	749,7	749,1	748,1	747,0	746,0	744,9	743,9	741,2	738,4	
360	v	0,326	0,293	0,243	0,208	0,181	0,161	0,144	0,114	0,094	
360	i	759,8	759,3	758,3	757,4	756,5	755,5	754,6	752,2	749,6	
380	v	0,337	0,303	0,252	0,215	0,188	0,166	0,149	0,118	0,098	
380	i	769,9	769,5	768,6	767,8	767,0	766,1	765,2	763,1	760,8	
400	v	0,348	0,313	0,260	0,222	0,194	0,172	0,154	0,123	0,101	
400	i	780,1	779,7	778,9	778,2	777,4	776,6	775,8	773,9	771,9	
420	v	0,359	0,322	0,268	0,229	0,200	0,177	0,159	0,127	0,105	
420	i	790,3	789,9	789,1	788,5	787,8	787,1	786,3	784,7	782,9	
440	v	0,369	0,332	0,276	0,236	0,206	0,183	0,164	0,131	0,108	
440	i	800,5	800,1	799,5	798,9	798,2	797,6	796,9	795,4	793,7	
460	v	0,380	0,342	0,284	0,243	0,213	0,188	0,169	0,135	0,112	
460	i	810,8	810,4	809,9	809,3	808,7	808,1	807,5	806,1	804,5	
480	v	0,391	0,352	0,293	0,250	0,219	0,194	0,174	0,139	0,115	
480	i	821,1	820,8	820,3	819,7	819,1	818,6	818,1	816,8	815,3	
500	v	0,401	0,361	0,301	0,257	0,225	0,199	0,179	0,143	0,119	
500	i	831,5	831,2	830,7	830,2	829,7	829,2	828,7	827,4	826,1	
520	v	0,412	0,371	0,309	0,264	0,231	0,205	0,184	0,147	0,122	
520	i	841,9	841,6	841,1	840,6	840,1	839,7	839,3	838,1	836,9	
540	v	0,423	0,380	0,317	0,271	0,237	0,210	0,189	0,151	0,125	
540	i	852,3	852,0	851,6	851,2	850,7	850,3	849,9	848,8	847,7	
550	v	0,428	0,385	0,321	0,275	0,240	0,213	0,192	0,153	0,127	
550	i	857,5	857,3	856,9	856,5	855,0	856,6	855,2	854,2	853,1	

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{ атм}$						
	35	40	45	50	60	70	80
260	v 0,0623 683,8	0,0530 678,0	0,0457 671,6				
280	v 0,0663 697,8	0,0568 693,0	0,0494 687,9	0,0433 682,7	0,0341 671,0		
300	v 0,0700 711,1	0,0602 706,9	0,0526 702,5	0,0465 698,4	0,0371 689,0	0,0303 678,7	0,0250 667,0
320	v 0,0735 723,6	0,0634 720,2	0,0556 716,3	0,0493 712,9	0,0398 705,2	0,0329 697,1	0,0276 688,1
340	v 0,0768 735,6	0,0664 732,6	0,0584 729,5	0,0519 726,5	0,0421 720,1	0,0351 713,3	0,0298 706,1
360	v 0,0800 747,1	0,0694 744,5	0,0610 742,0	0,0544 739,4	0,0443 733,9	0,0371 728,0	0,0317 721,9
380	v 0,0832 758,5	0,0722 756,2	0,0636 753,9	0,0568 751,7	0,0464 746,9	0,0391 741,8	0,0335 736,5
400	v 0,0863 769,8	0,0750 767,8	0,0662 765,7	0,0591 763,6	0,0485 759,3	0,0409 754,8	0,0352 750,3
420	v 0,0894 781,0	0,0777 779,1	0,0686 777,4	0,0614 775,4	0,0505 771,5	0,0426 767,4	0,0368 763,4
440	v 0,0924 792,0	0,0804 790,3	0,0711 788,7	0,0636 786,9	0,0524 783,4	0,0443 779,8	0,0383 776,1
460	v 0,0954 803,0	0,0830 801,5	0,0734 799,9	0,0658 798,3	0,0542 795,2	0,0460 791,9	0,0398 788,6
480	v 0,0983 813,9	0,0856 812,5	0,0758 811,1	0,0679 809,7	0,0561 806,8	0,0476 803,8	0,0412 800,9
500	v 0,1012 824,8	0,0882 823,5	0,0781 822,2	0,0700 820,9	0,0579 818,3	0,0492 815,6	0,0427 812,9
520	v 0,1041 835,7	0,0908 834,5	0,0804 833,3	0,0721 832,1	0,0597 829,7	0,0508 827,3	0,0441 824,7
540	v 0,1070 846,6	0,0933 845,5	0,0827 844,4	0,0742 843,3	0,0614 841,1	0,0523 838,8	0,0454 836,4
550	v 0,1084 852,0	0,0946 851,0	0,0838 849,9	0,0752 848,8	0,0623 846,7	0,0531 844,5	0,0461 842,2
600	v 0,1155 879,3	0,1008 878,4	0,0894 877,5	0,0803 876,6	0,0666 874,7	0,0568 873,0	0,0494 871,1
650	v 0,1225 906,7	0,1070 905,9	0,0950 905,2	0,0853 904,4	0,0708 902,9	0,0605 901,4	0,0527 899,8
700	v 0,1295 934,3	0,1131 933,7	0,1004 933,1	0,0902 932,4	0,0750 931,2	0,0641 929,8	0,0559 928,4

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{ атм}$							
	90	100	120	140	160	180	200	220
320	v 0,0234 677,7	0,0199 666,0						
340	v 0,0255 698,2	0,0221 689,4	0,0168 669,1	0,0125 642,8				
360	v 0,0274 715,4	0,0240 708,6	0,0187 692,8	0,0147 674,5	0,0115 651,8	0,0086 620,3		
380	v 0,0291 731,0	0,0256 725,3	0,0203 712,7	0,0164 698,7	0,0133 682,4	0,0108 663,6	0,0087 640,3	0,0066 607,0
400	v 0,0307 745,5	0,0271 740,6	0,0217 730,1	0,0178 718,7	0,0147 706,0	0,0123 691,8	0,0103 675,8	0,0086 657,0
420	v 0,0322 759,1	0,0285 754,9	0,0230 745,9	0,0190 736,3	0,0159 725,9	0,0135 714,7	0,0116 702,2	0,0099 688,8
440	v 0,0336 772,4	0,0298 768,6	0,0242 760,7	0,0201 752,4	0,0170 743,6	0,0146 734,2	0,0126 724,1	0,0110 713,5
460	v 0,0350 785,3	0,0311 781,9	0,0253 774,8	0,0211 767,4	0,0180 759,7	0,0155 751,6	0,0135 743,2	0,0119 734,2
480	v 0,0363 797,8	0,0323 794,8	0,0264 788,4	0,0221 781,7	0,0189 774,9	0,0164 767,8	0,0144 760,6	0,0127 752,8
500	v 0,0376 810,1	0,0335 807,3	0,0274 801,5	0,0231 795,6	0,0198 789,5	0,0172 783,2	0,0151 776,7	0,0135 769,9
550	v 0,0407 840,0	0,0364 837,7	0,0299 833,2	0,0253 828,4	0,0218 823,6	0,0191 818,7	0,0169 813,7	0,0151 808,5
600	v 0,0437 869,3	0,0392 867,4	0,0323 863,6	0,0274 859,8	0,0237 855,9	0,0208 851,9	0,0185 847,8	0,0167 843,7
650	v 0,0467 898,2	0,0418 896,7	0,0346 893,5	0,0294 890,3	0,0255 887,0	0,0225 883,8	0,0201 880,4	0,0181 876,9
700	v 0,0495 927,1	0,0444 925,8	0,0368 923,1	0,0313 920,3	0,0272 917,6	0,0240 914,8	0,0215 911,9	0,0194 909,0

Обозначения:

- v — удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$;
 i — энтальпия (теплосодержание) пара, $\text{ккал}/\text{кг}$;
 p — давление, атм ;
 t — температура, $^\circ\text{C}$;

Физические параметры водяного пара на линии насыщения

Температура t °С	Давление p ата	Удельный вес γ кг/л	Удельная теплоемкость c_p ккал/кг °С	Коэффициент теплопроводности $10^4 \lambda$ ккал/м·час °С	Коэффициент температуропроводности $10^6 a$ м²/час	Динамическая вязкость $10^6 \nu$ кг·сек/м³	Кинематическая вязкость $10^6 \nu$ м²/сек
100	1,03	0,598	0,48	2,08	72,5	1,23	20,15
110	1,46	0,827	0,49	2,23	55,1	1,30	15,43
120	2,02	1,121	0,50	2,37	42,7	1,36	11,88
130	2,75	1,496	0,52	2,40	30,9	1,40	9,17
140	3,69	1,966	0,55	2,45	22,6	1,44	7,18
150	4,85	2,547	0,57	2,59	17,4	1,51	5,80
160	6,30	3,258	0,60	2,64	13,50	1,55	4,67
170	8,08	4,122	0,62	2,75	10,75	1,60	3,80
180	10,23	5,157	0,65	2,86	8,55	1,64	3,12
190	12,80	6,394	0,69	2,98	6,75	1,67	2,59
200	15,86	7,862	0,72	3,10	5,48	1,73	2,16
210	19,46	9,588	0,77	3,22	4,37	1,78	1,82
220	23,66	11,62	0,82	3,33	3,50	1,83	1,54
230	28,53	13,99	0,87	3,44	2,83	1,88	1,32
240	34,14	16,76	0,95	3,66	2,30	1,93	1,13
250	40,56	19,98	1,01	3,88	1,92	1,98	0,974
260	47,87	23,72	1,08	4,10	1,60	2,04	0,843
270	56,14	28,09	1,19	4,31	1,29	2,10	0,732
280	65,46	33,19	1,30	4,55	1,05	2,16	0,637
290	75,92	39,15	1,51	4,88	0,81	2,22	0,557
300	87,61	46,21	1,65	5,40	0,71	2,29	0,487
310	100,64	54,58	1,88	5,80	0,56	2,37	0,425
320	115,12	64,72	2,20	6,33	0,44	2,45	0,372
330	131,18	77,10	2,56	7,00	0,35	2,55	0,325
340	148,96	92,76	2,80	8,00	0,308	2,67	0,282
350	168,63	113,6	4,00	9,20	0,203	2,82	0,243
360	190,42	144,0	5,00	10,60	0,148	3,03	0,207
370	214,68	203,0	7,00	13,20	0,093	3,45	0,169

Физические параметры перегретого водяного пара

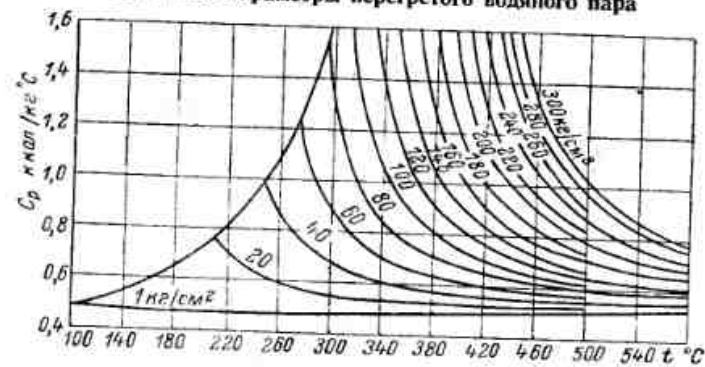


Рис. 1. Теплоемкость перегретого водяного пара.

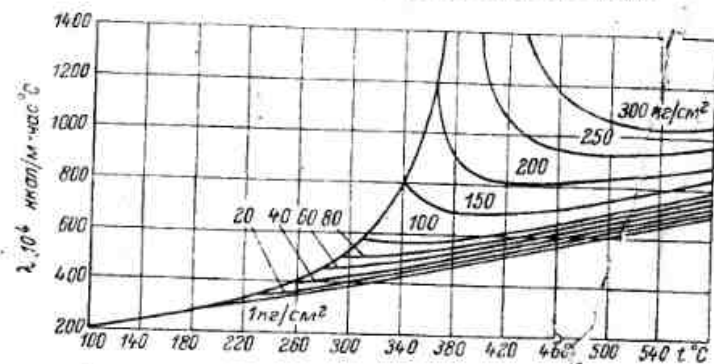


Рис. 2. Коэффициент теплопроводности перегретого водяного пара.

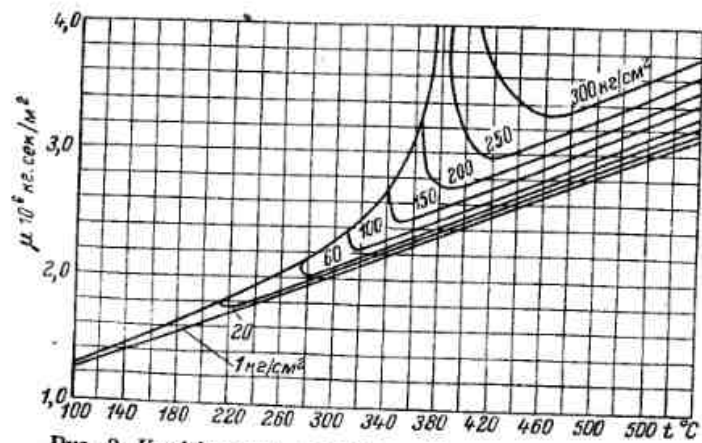


Рис. 3. Коэффициент динамической вязкости перегретого водяного пара.

Физические параметры воды на линии насыщения

Температура t °С	Давление p ата	Удельный вес γ кг/м ³	Удельная теплоемкость c_p ккал/кг °С	Коэффициент теплопроводности λ ккал/м·час °С	Коэффициент температуропроводности $10^4 a$ м ² /час °С	Динамическая вязкость $10^4 \mu$ кг·сек/м ²	Кинематическая вязкость $10^6 \nu$ м ² /сек	Коэффициент $10^4 \beta$ 1/°С
1	1	999,8	1,012	0,474	4,7	182,5	1,790	-0,63
10	1	999,6	1,006	0,494	4,9	133,0	1,300	+0,88
20	1	998,2	1,004	0,515	5,1	102,0	1,000	2,07
30	1	995,6	1,003	0,531	5,3	87,7	0,805	3,04
40	1	992,2	1,003	0,545	5,5	66,6	0,659	3,90
50	1	988,0	1,003	0,557	5,6	56,0	0,556	4,6
60	1	983,2	1,004	0,567	5,8	48,0	0,479	5,3
70	1	977,7	1,006	0,574	5,8	41,4	0,415	5,8
80	1	971,8	1,007	0,580	5,9	36,3	0,366	6,3
90	1	965,3	1,009	0,585	6,0	32,1	0,326	7,0
100	1,03	958,3	1,010	0,587	6,1	28,8	0,295	7,5
110	1,46	951,8	1,012	0,589	6,1	26,0	0,268	8,0
120	2,02	943,1	1,015	0,590	6,2	23,5	0,244	8,6
130	2,75	934,8	1,020	0,590	6,2	21,6	0,226	9,2
140	3,69	926,1	1,025	0,589	6,2	20,0	0,212	9,7
150	4,85	916,9	1,032	0,588	6,2	18,9	0,202	10,3
160	6,30	907,4	1,040	0,587	6,2	17,7	0,191	10,8
170	8,08	897,3	1,048	0,584	6,2	16,6	0,181	11,5
180	10,22	886,9	1,057	0,583	6,2	15,6	0,173	12,2
190	12,80	876,0	1,066	0,576	6,2	14,8	0,166	12,9
200	15,86	864,7	1,078	0,570	6,1	14,1	0,160	13,6
210	19,46	852,8	1,10	0,563	6,0	13,4	0,154	14,6
220	23,66	840,3	1,11	0,555	6,0	12,8	0,149	15,6
230	28,53	827,3	1,12	0,548	6,0	12,2	0,145	16,7
240	34,14	813,6	1,13	0,540	5,9	11,7	0,141	17,9
250	40,56	799,2	1,16	0,531	5,7	11,2	0,137	19,4
260	47,87	784,0	1,18	0,520	5,6	10,8	0,135	21,2
270	56,14	767,9	1,20	0,507	5,5	10,4	0,133	22,3
280	65,46	750,7	1,25	0,494	5,3	10,0	0,131	24,0
290	75,92	732,3	1,30	0,480	5,0	9,6	0,129	25,7
300	87,61	712,5	1,38	0,464	4,7	9,3	0,128	31,4
310	100,64	690,6	1,47	0,446	4,4	9,0	0,128	36
320	115,12	667,1	1,57	0,425	4,1	8,7	0,128	40
330	131,18	640,2	1,72	0,402	3,7	8,3	0,127	45
340	148,96	609,4	1,95	0,376	3,2	7,9	0,127	61
350	168,63	572,0	2,2	0,344	2,7	7,4	0,127	69
360	190,42	524,0	2,43	0,306	2,4	6,8	0,127	112
370	214,68	448,0	2,68	0,252	2,1	5,8	0,127	314

Таблица 5

Физические параметры для сухого воздуха при $p = 1$ ата

Температура t °С	Удельный вес γ кг/м ³	Удельная теплоемкость c_p ккал/кг °С	Коэффициент теплопроводности $10^4 \lambda$ ккал/м·час °С	Коэффициент температуропроводности $10^4 a$ м ² /час	Динамическая вязкость $10^4 \mu$ кг·сек/м ²	Кинематическая вязкость $10^6 \nu$ м ² /сек
-180	3,685	0,250	0,65	0,705	0,66	1,76
-150	2,817	0,248	1,00	1,45	0,89	3,10
-100	1,984	0,244	1,39	2,88	1,20	5,94
-50	1,534	0,242	1,75	4,73	1,49	9,54
-20	1,365	0,241	1,94	5,94	1,66	11,93
0	1,252	0,241	2,04	6,75	1,75	13,70
10	1,206	0,241	2,11	7,24	1,81	14,70
20	1,164	0,242	2,17	7,66	1,86	15,70
30	1,127	0,242	2,22	8,14	1,91	16,61
40	1,092	0,242	2,28	8,65	1,96	17,60
50	1,056	0,243	2,35	9,14	2,00	18,60
60	1,025	0,243	2,41	9,65	2,05	19,60
70	0,996	0,243	2,46	10,18	2,08	20,45
80	0,968	0,244	2,52	10,65	2,14	21,70
90	0,942	0,244	2,58	11,25	2,20	22,90
100	0,916	0,244	2,64	11,80	2,22	23,78
120	0,870	0,245	2,75	12,90	2,32	26,20
140	0,827	0,245	2,86	14,10	2,40	28,45
160	0,789	0,246	2,96	15,25	2,46	30,60
180	0,755	0,247	3,07	16,50	2,55	33,17
200	0,723	0,247	3,18	17,80	2,64	35,82
250	0,653	0,249	3,42	21,2	2,85	42,8
300	0,596	0,250	3,69	24,8	3,03	49,9
350	0,549	0,252	3,93	28,4	3,21	57,5
400	0,508	0,253	4,17	32,4	3,36	64,9
500	0,450	0,256	4,64	40,0	3,69	80,4
600	0,400	0,260	5,00	49,1	4,00	98,1
800	0,325	0,266	5,75	68,0	4,54	137,0
1000	0,268	0,272	6,55	89,9	5,05	185,0
1200	0,238	0,278	7,27	113,0	5,50	232,5
1400	0,204	0,284	8,00	138,0	5,89	282,5
1600	0,182	0,291	8,70	165,0	6,28	338,0
1800	0,165	0,297	9,40	192,0	6,68	397,0

Таблица 7

Физические параметры турбинного масла УТ

Температура t °С	Удельный вес γ кг/м ³	Удельная теплоемкость c_p ккал/кг °С	Коэффициент теплопроводности λ ккал/м·час °С	Коэффициент температуропроводности $10^4 a$ м ² /час	Вязкость		
					динамическая $10^4 \mu$ кг·сек/м ²	кинематическая $10^6 \nu$ м ² /сек	в градусах Энглера °Е
0	912	0,422	0,1119	2,91	72 500	780	105
5	909	0,426	0,1116	3,05	46 200	500	68
10	905	0,43	0,1113	3,19	31 300	340	46
15	902	0,434	0,1110	3,32	20 950	228	32
20	899	0,438	0,1107	3,45	14 800	162	22
25	896	0,442	0,1104	3,605	10 500	115	15,5
30	893	0,447	0,1101	3,73	7 550	83	11,5
35	889	0,451	0,1098	3,87	5 660	62,5	8,5
40	886	0,455	0,1095	4,0	4 420	49	6,8
45	883	0,459	0,1092	4,12	3 440	38,2	5,4
50	880	0,4635	0,1089	4,24	2 780	31	4,25
55	877	0,468	0,1086	4,37	2 235	25	3,62
60	873	0,472	0,1083	4,51	1 825	20,5	3,05
65	870	0,476	0,1080	4,64	1 515	17,1	2,62
70	867	0,4805	0,1077	4,74	1 290	14,6	2,35
75	864	0,485	0,1074	4,86	1 110	12,6	2,12
80	861	0,489	0,1071	4,98	939	10,7	1
85	857	0,493	0,1068	5,11	—	—	—
90	854	0,4975	0,1065	5,24	—	—	—
95	851	0,5015	0,1062	5,36	—	—	—
100	848	0,506	0,1059	5,48	—	—	—

Таблица 8

Физические параметры турбинного масла Т

Температура t °С	Удельный вес γ кг/м ³	Удельная теплоемкость c_p ккал/кг °С	Коэффициент теплопроводности λ ккал/м·час °С	Коэффициент температуропроводности $10^4 a$ м ² /час	Вязкость		
					динамическая $10^4 \mu$ кг·сек/м ²	кинематическая $10^6 \nu$ м ² /сек	в градусах Энглера °Е
0	908	0,426	0,1125	2,89	152 800	1650	225
5	904,5	0,43	0,1122	3,03	92 000	1000	135
10	901	0,434	0,1119	3,17	59 700	650	83
15	898	0,438	0,1116	3,3	38 000	415	58
20	895	0,4425	0,1113	3,43	25 550	280	37,5
25	892	0,4465	0,1109	3,59	17 700	195	26,5
30	888	0,451	0,1106	3,72	12 680	140	19,2
35	885	0,455	0,1103	3,85	8 920	99	13,9
40	882	0,459	0,1100	3,97	6 740	75	10,2
45	879	0,463	0,1097	4,1	5 110	57	7,8
50	876	0,467	0,1094	4,22	4 020	45	6,3
55	872,5	0,472	0,1091	4,37	3 110	35	5
60	869,5	0,476	0,1088	4,49	2 510	28,4	4,05
65	866	0,48	0,1085	4,62	2 070	23,5	3,22
70	863	0,484	0,1082	4,74	1 715	19,5	2,9
75	860	0,4885	0,1079	4,85	1 445	16,5	2,6
80	856,5	0,493	0,1076	4,97	1 220	14	2,3
85	853,5	0,497	0,1073	5,09	1 040	12	2,06
90	850	0,5015	0,1070	5,24	—	—	—
95	847	0,506	0,1067	5,35	—	—	—
100	844	0,51	0,1064	5,46	—	—	—

Таблица 9

Физические параметры дизельного масла

Температура t °С	Удельный вес γ кг/м ³	Удельная теплоемкость c_p ккал/кг °С	Коэффициент теплопроводности λ ккал/м·час °С	Коэффициент температуропроводности $10^6 a$ м ² /час	Вязкость		
					динамическая $10^6 \mu$ кг·сек/м ²	кинематическая $10^6 \nu$ м ² /сек	в градусах Энглера °Е
0	922	0,4225	0,1107	2,87	—	—	—
5	918	0,4265	0,1104	3,02	243 000	2600	280
10	915	0,431	0,1101	3,14	141 600	1520	200
15	912	0,435	0,1098	3,28	89 200	960	126
20	908,4	0,439	0,1095	3,41	57 400	620	84
25	905,5	0,443	0,1092	3,56	37 400	405	55
30	902	0,4475	0,1089	3,69	25 700	280	37
35	899	0,452	0,1086	3,81	17 400	190	26
40	895,5	0,456	0,1083	3,94	12 300	135	18,4
45	892	0,46	0,1080	4,07	9 100	100	14
50	889	0,464	0,1077	4,2	6 870	76	10,5
55	886	0,4685	0,1074	4,34	5 140	57	7,8
60	882,4	0,473	0,1071	4,45	4 040	45	6,3
65	879	0,477	0,1068	4,56	3 220	36	5,1
70	876	0,481	0,1065	4,71	2 590	29	4,1
75	873	0,4855	0,1062	4,81	2 180	24,5	3,27
80	870	0,490	0,1059	4,92	1 770	20	3
85	866,5	0,494	0,1056	5,05	1 480	16,8	2,6
90	863,1	0,498	0,1053	5,19	1 250	14,2	2,3
95	860	0,502	0,1050	5,3	—	—	—
100	857	0,5065	0,1047	5,41	—	—	—

Таблица 10

Физические параметры флотского мазута М12

Температура t °С	Удельный вес γ кг/м ³	Удельная теплоемкость c_p ккал/кг °С	Коэффициент теплопроводности λ ккал/м·час °С	Коэффициент температуропроводности $10^6 a$ м ² /час	Вязкость		
					динамическая $10^6 \mu$ кг·сек/м ²	кинематическая $10^6 \nu$ м ² /сек	в градусах Энглера °Е
0	940,9	0,418	0,1083	2,84	—	—	—
5	937,9	0,422	0,1080	2,98	—	—	—
10	934,9	0,426	0,1077	3,12	181 000	1900	240
15	932,1	0,43	0,1074	3,24	108 000	1140	150
20	928,8	0,434	0,1071	3,45	64 200	730	100
25	925,5	0,438	0,1068	3,53	43 400	460	63
30	922,7	0,442	0,1065	3,65	30 100	320	43
35	919,7	0,446	0,1062	3,78	20 400	218	29,5
40	916,7	0,451	0,1060	3,89	14 720	158	21,5
45	913,6	0,455	0,1057	4,01	10 700	115	15,6
50	910,6	0,459	0,1054	4,14	8 110	87	12
55	907,6	0,463	0,1051	4,28	6 180	67	9,1
60	904,5	0,467	0,1048	4,4	4 780	52	7,2
65	901,5	0,471	0,1045	4,51	3 760	41	5,7
70	898,5	0,475	0,1042	4,64	2 940	32,2	4,7
75	895,2	0,48	0,1039	4,75	2 490	27,3	3,9
80	892,4	0,484	0,1036	4,86	2 235	24,6	3,3
85	889,3	0,488	0,1033	4,97	1 710	18,9	2,8
90	886,3	0,493	0,1030	5,11	1 425	15,8	2,5
95	883,3	0,497	0,1027	5,21	1 205	13,4	2,2
100	880,2	0,501	0,1024	5,34	1 060	11,8	2,05

Физические параметры флотского мазута М20

Температура t °С	Удельный вес γ кг/м ³	Удельная теплоемкость c_p ккал/кг °С	Коэффициент теплопроводности λ ккал/м·час °С	Коэффициент температуропроводности $10^6 a$ м ² /час	Вязкость		
					динамическая $10^6 \mu$ кг · сек/м ²	кинематическая $10^6 \nu$ м ² /сек	в градусах Энглера Е
0	953,6	0,416	0,1069	2,82	—	—	—
5	950,7	0,419	0,1066	2,95	—	—	—
10	947,8	0,423	0,1063	3,09	—	—	—
15	944,9	0,427	0,1060	3,22	269 000	2800	300
20	942	0,431	0,1057	3,35	158 000	1650	215
25	939,1	0,436	0,1054	3,5	95 600	1000	135
30	936,2	0,44	0,1051	3,62	58 200	610	83
35	933,3	0,444	0,1049	3,74	37 050	390	54
40	930,4	0,449	0,1046	3,86	25 600	270	36
45	927,5	0,452	0,1043	3,97	17 950	190	25,5
50	924,6	0,457	0,1040	4,09	12 800	136	19
55	921,7	0,461	0,1037	4,23	9 200	98	13,5
60	918,8	0,465	0,1034	4,36	6 920	74	10,2
65	915,9	0,469	0,1031	4,47	5 320	57	7,8
70	913	0,474	0,1028	4,58	4 180	45	6,1
75	910,1	0,477	0,1025	4,69	3 340	36	5,1
80	907,2	0,482	0,1023	4,8	2 630	28,5	4,1
85	904,3	0,486	0,1020	4,91	2 190	23,8	3,5
90	901,4	0,490	0,1017	4,98	1 760	19,2	2,9
95	898,5	0,494	0,1014	5,16	1 470	16,1	2,54
100	895,5	0,498	0,1011	5,27	1 275	14	2,3

Физические параметры топочного мазута М40

Температура t °С	Удельный вес γ кг/м ³	Удельная теплоемкость c_p ккал/кг °С	Коэффициент теплопроводности λ ккал/м·час °С	Коэффициент температуропроводности $10^6 a$ м ² /час	Вязкость		
					динамическая $10^6 \mu$ кг · сек/м ²	кинематическая $10^6 \nu$ м ² /сек	в градусах Энглера °Е
0	970,3	0,412	0,1050	2,8	—	—	—
5	967,5	0,416	0,1047	2,93	—	—	—
10	964,7	0,420	0,1044	3,06	—	—	—
15	961,8	0,424	0,1041	3,19	—	—	—
20	959	0,428	0,1039	3,31	—	—	—
25	956,2	0,432	0,1036	3,46	243 600	2500	280
30	953,3	0,435	0,1033	3,59	145 800	1500	200
35	950,5	0,44	0,1030	3,71	92 000	950	128
40	947,7	0,445	0,1027	3,81	62 700	650	87
45	944,8	0,449	0,1024	3,94	42 300	440	61
50	942	0,453	0,1022	4,05	30 700	320	43
55	939,2	0,457	0,1019	4,19	21 200	222	31
60	936,3	0,462	0,1016	4,3	16 200	170	22,5
65	933,5	0,465	0,1013	4,42	11 600	122	17
70	930,7	0,469	0,1010	4,52	9 010	95	13,1
75	927,8	0,473	0,1007	4,64	7 170	76	10,5
80	925	0,477	0,1005	4,76	5 650	60	8,2
85	922,2	0,482	0,1002	4,85	4 510	48	6,8
90	919,3	0,486	0,0999	5,0	3 650	39	5,5
95	916,5	0,49	0,0996	5,1	2 940	31,5	4,5
100	913,6	0,494	0,0993	5,21	2 510	27	3,9

Физические параметры различных нефтепродуктов

Таблица 13

Температура t °C	Средняя теплоемкость при $\gamma=1$, c_p^* ккал/кг °C	М а з у т		М а с л о					
		Ф		турбинное М		моторное Т		соляровое	
		γ	°E	γ	°E	γ	°E	γ	°E
0	0,403	0,927	110	0,913	110	0,927	110	0,906	12,6
5	0,407	0,924	87,5	0,910	90,0	0,924	110	0,903	10,2
10	0,411	0,921	43,0	0,906	53,0	0,921	110	0,900	6,7
15	0,415	0,918	29,0	0,903	36,0	0,918	103	0,896	4,9
20	0,419	0,915	20,4	0,900	24,8	0,915	74,2	0,893	3,8
25	0,423	0,911	14,5	0,897	17,5	0,911	47,4	0,890	3,2
30	0,427	0,909	8,30	0,893	12,7	0,909	32,2	0,887	2,6
35	0,431	0,905		0,890		0,905		0,883	
40	0,435	0,902	5,30	0,887	7,20	0,902	16,2	0,880	2,1
45	0,439	0,899		0,884		0,899		0,877	
50	0,443	0,896	3,20	0,880	4,63	0,896	9,50	0,874	1,71
55	0,447	0,893		0,877		0,893		0,870	
60	0,451	0,890	2,40	0,874	3,21	0,890	5,90	0,867	1,54
65	0,455	0,887		0,870		0,887		0,864	
70	0,459	0,884	2,00	0,868	2,60	0,884	4,00	0,861	1,41
75	0,463	0,881		0,864		0,881		0,857	
80	0,467	0,878	1,70	0,861	2,05	0,878	2,95	0,854	1,31
85	0,471	0,874		0,858		0,874		0,851	
90	0,475	0,871		0,855	1,73	0,871	2,40	0,848	1,24
95	0,479	0,868		0,851		0,867		0,844	
100	0,483	0,865	1,40	0,848	1,57	0,865	2,10	0,841	1,19

* Средняя теплоемкость c_p , соответствующая удельному весу нефтепродуктов, определяется по формуле

$$c_p = \frac{c_1}{\gamma_{15}} \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C},$$

где γ_{15} — удельный вес при 15° С, кг/м³.

Таблица 14

Физические параметры морской воды

Наименование бассейна		Удельный вес, т/м³	Соленость, °Б (Брандта)	
Белое море	в горле	1,019—1,021	3300	
	в средней части		2500—2600	
	в Двинском заливе		1000	
Балтийское море	в Ботническом заливе	1,000—1,006	200—500	
	в Финском заливе		200—450	
	Гогланд и Аландские о-ва		600—670	
	в проливе Бельт		1000—2200	
Черное море	северо-западная часть	1,015—1,018	1700	
	средняя и южная часть	1,015—1,018	1850	
Каспийское море	в середине	—	1000—1500	
	вдоль берега	—	100—1000	
Мраморное море	у Босфора	—	2000—2100	
	у Дарданелл	—	2400—2500	
Азовское море		—	930—1200	
Средиземное море		—	до 4100	
Красное море		—	до 4100	
Японское море		—	3400	
Немецкое море		—	3400	
Северный Ледовитый океан		1,024—1,025	3500	
Атлантический океан		1,025—1,027	3500—3790	
Тихий океан		1,025—1,032	3400—3690	
Индийский океан		1,025—1,032	3200—3750	

Теплоемкость морской воды в зависимости от солености					
Соленость, °Б	0,000	2000	3000	3500	4000
Средняя теплоемкость, ккал/кг °C	1,0	0,951	0,939	0,932	0,926

Единицы измерения солености

1°Б = 10 мг/л = 0,001%.

Значение коэффициентов вязкости и теплопроводности морской воды в зависимости от солености и температуры

Температура t, °C	Коэффициент динамической вязкости 10 ⁶ μ кг·сек/м²			Коэффициент теплопроводности λ ккал/м·час °C			
	соленость °Б						
	1000	2000	3000	1000	2000	3000	3500
0	184,0	185,0	186,0	0,465	0,457	0,454	0,453
5	156,0	157,5	158,5	0,471	0,464	0,461	0,460
10	134,7	136,0	137,5	0,477	0,471	0,468	0,467
15	117,5	118,8	120,0	0,484	0,478	0,475	0,474
20	104,0	105,2	106,5	0,490	0,484	0,482	0,480
25	92,4	93,5	95,0	0,497	0,491	0,488	0,487
30	83,2	84,5	85,5	0,503	0,498	0,495	0,494
35	76,9	78,0	79,0	0,510	0,505	0,502	0,501

Перевод английских единиц измерения в метрические

Наименование	Единицы измерения	
	английские	метрические
Длина	1 дюйм (")	25,4 мм
	1 фут (') = 12"	0,305 м
	1 ярд = 3'	0,9144 м
	1 миля = 1760 ярдов	1,609 км
	1 морская миля	1,853 км
Площадь	1 кв. дюйм	6,451 см ²
	1 кв. фут	0,0929 м ²
	1 кв. ярд	0,836 м ²
Объем	1 куб. дюйм	16,387 см ³
	1 имперский галлон	4,546 л
	1 США галлон	3,785 л
	1 нефт. баррель = 42 США галлона	159 л
1 куб. фут	28,3 л	
Вес	1 гран = 1/7000 фунта	0,0648 г
	1 унция = 1/16 фунта	28,35 г
	1 фунт	0,4536 кг
	1 шорт-тонна (короткая) = 2000 фунтов	0,907 т
1 лонг-тонна (длинная) = 2240 фунтов	1,016 т	
Давление	1 унция/кв. дюйм	44 мм вод. ст.
	1 фунт/кв. дюйм	0,0703 кг/см ²
	1 фунт/кв. дюйм	0,0680 физич. ат
	1 лонг-тонна/кв. дюйм	157,5 кг/см ²
	1 фунт/кв. дюйм	703 мм вод. ст.
1 фунт/кв. дюйм	51,712 мм рт. ст.	

Наименование	Единицы измерения	
	английские	метрические
Удельный вес и плотность	1 гран/куб. фут	2,29 г/м ³
	1 гран/имп. галлон	0,0143 кг/м ³
	1 гран/имп. галлон	14,3 г/м ³
	1 унция/куб. фут	1,0 кг/м ³
	1 фунт/куб. фут	16,0 кг/м ³
	1 фунт/галлон	100 кг/м ³
1 куб. фут/фунт	62,5 л/кг	
Количество тепла	1 BTU = 1° F фунт = 778 футофунтов	107,53 кДж = 0,293 ватт-час = = 0,252 ккал
	1 BTU/фунт	0,555 ккал/кг
	1 BTU/куб. фут	8,9 ккал/м ³
	1 BTU/кв. фут	2,71 ккал/м ²
Коэффициент теплопередачи	1 BTU/кв. фут-час °F	4,88 ккал/м ² -час °C
Удельная теплоемкость	1 BTU/фунт °F	1,0 ккал/кг °C
Теплопроводность	1 BTU/фут-час °F	1,488 ккал/м-час °C
	1 BTU/дюйм-час °F	17,88 ккал/м-час °C
	1 BTU/дюйм кв. фут-час °F	0,124 ккал/м-час °C
Вязкость	1 фунт/фут сек	14,882 г/см-сек
	1 фунт сек./кв.фут	47,88 кг/м-сек = 478,66 478,65 пуаз = 4,882 кг-сек/м ²
	1 кв. фут/сек.	0,929 м ² /сек 929 стокс
	1 стокс	1 см ² /сек = 1 · 10 ⁻⁴ м ² /сек = = 0,36 м ² /час
Температура	t °F	32 + $\frac{9}{5} t$ °C
Разность температур	Δt °F	$\frac{\Delta t}{1,8}$ °C

Обозначения и размерности основных величин

Наименование величин	Обозначения	Размерность
Длина	l	$м, см, мм$
Ширина	b	$м, см, мм$
Высота, глубина	h	$м, см, мм$
Диаметр	d	$м, см, мм$
Радиус	r	$м, см, мм$
Площадь	F	$м^2, см^2$
Поверхность	S	$м^2, см^2$
Объем	V	$м^3, см^3$
Вес	G	$т, кг$
Удельный вес	γ	$т/м^3, кг/м^3$
Удельный объем	v	$м^3/кг$
Плотность	ρ	$кг \cdot сек^2/м^4$
Соленость	S	°Б. (Брандта)
Время	t	час., сек.
Скорость	v, u	$м/сек$
Ускорение силы тяжести	g	$м/сек^2$
Расход	G, Q	$кг/час, м^3/час$
Температура	t	°С
Абсолютная температура	T	°К
Разность температур	Δt	°С
Энтальпия (теплосодержание) пара	i	$ккал/кг$
Энтальпия (теплосодержание) жидкости	q	$ккал/кг$
Теплота парообразования	r	$ккал/кг$
Теплоемкость	c	$ккал/кг \cdot ^\circ С$
Теплопроводность	λ	$ккал/м \cdot час \cdot ^\circ С$
Коэффициент температуропроводности	a	$м^2/час$
Коэффициент линейного расширения	α	—
Газовая постоянная	R	$кгм/кг \cdot ^\circ К$
Коэффициент теплоотдачи	α	$ккал/м^2 \cdot час \cdot ^\circ С$

Наименование величин	Обозначения	Размерность
Количество тепла	Q	$ккал/час$
Давление	p	$кг/м^2, кг/см^2$
Потери давления	Δp	$кг/м^2, кг/см^2$
Динамический коэффициент вязкости	μ	$кг \cdot сек/м^2$
Кинематический коэффициент вязкости	ν	$м^2/сек$
Критерий Рейнольдса	Re	—
Критерий Прандтля	Pr	—
Критерий Пекле	Pe	—
Критерий Грасгофа	Gr	—
Сосредоточенная сила	P	$кг$
Равномерно распределенная нагрузка	q	$кг/см^2$
Момент инерции	I	$см^4$
Момент сопротивления	W	$см^3$
Модуль упругости	E	$кг/см^2$
Коэффициент Пуассона	μ	—
Предел прочности	σ_b	$кг/см^2$
Предел текучести	σ_s	$кг/см^2$
Предел ползучести	σ_n	$кг/см^2$
Допускаемое напряжение на растяжение	R_x	$кг/см^2$
Допускаемое напряжение на изгиб	R_b	$кг/см^2$
Допускаемое напряжение на сжатие	R_d	$кг/см^2$
Допускаемое напряжение на срез	$R_{ср}$	$кг/см^2$
Допускаемое напряжение на смятие	$R_{см}$	$кг/см^2$
Запас прочности	n	—
Толщина стенки	s	$см, мм$
Прибавка на коррозию, допуски, овальность и т. д.	C	$см, мм$
Коэффициент прочности шва	φ	—
Количество трубок, болтов	z	шт.
Шаг трубок, болтов	t	$мм$

ЛИТЕРАТУРА

1. Л. Д. Берман, Вопросы теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества, Сб., Госэнергоиздат, 1953.
2. М. П. Вукалович, Термодинамические свойства воды и водяного пара, Машгиз, 1955.
3. Е. И. Идельчик, Гидравлические сопротивления, Госэнергоиздат, 1954.
4. С. Ф. Копьев, Вспомогательное оборудование машинных цехов электростанций, Госэнергоиздат, 1954.
5. С. С. Кутателадзе, Теплопередача при конденсации и кипении, Машгиз, 1949.
6. М. А. Михеев, Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1949.
7. В. М. Рамм, Теплообменные аппараты, Госхимиздат, 1948.
8. Справочник по котлонадзору, Госэнергоиздат, 1954.
9. Справочник холодильщика, Гостехиздат УССР, 1953.
10. А. С. Цыганков, Судовые водопреснительные установки, Судпромгиз, 1951.

О Г Л А В Л Е Н И Е

	Стр.
Предисловие	3
Глава I. К тепловым расчетам	
§ 1. Давления и разрежения	5
§ 2. Температуры и их разности	9
§ 3. Объемы и веса	21
§ 4. Теплоемкости	24
§ 5. Коэффициенты теплопроводности	27
§ 6. Вязкости	29
§ 7. Скорости	35
§ 8. Расходы и количества	39
§ 9. Коэффициенты теплопередачи и теплоотдачи	49
§ 10. Тепловые нагрузки, напряжения и коэффициенты полезного действия	76
§ 11. Определение некоторых конструктивных элементов аппаратов	79
Глава II. Примеры тепловых расчетов	
§ 12. Расчет вспомогательного конденсатора	85
§ 13. Расчет деаэратора	87
§ 14. Расчет подогревателя воды	90
§ 15. Расчет пароохладителя	92
§ 16. Расчет охладителя воды	95
§ 17. Расчет подогревателя топлива	99
§ 18. Расчет подогревателя масла	101
§ 19. Расчет маслоохладителя	103
§ 20. Расчет подогревателя воздуха	108
§ 21. Расчет охладителя воздуха	110
Глава III. К расчетам сопротивлений	
§ 22. Потери напора в аппаратах	115
§ 23. Коэффициенты сопротивления трению	123
§ 24. Коэффициенты местных сопротивлений	126
§ 25. Коэффициенты истечения	130
Глава IV. Примеры расчетов сопротивлений в аппаратах	
§ 26. Расчет сопротивлений в трубной части аппаратов	133
§ 27. Расчет сопротивлений в межтрубном пространстве аппаратов	137

Глава V. Материалы и их расчетные характеристики

28. Сталь	142
29. Цветные металлы и сплавы	150
30. Чугунное литье	155
31. Уплотнительные материалы (прокладки)	156
32. Изоляционные материалы	160

Глава VI. К расчетам прочности

33. Расчет цилиндрических стенок	162
34. Расчет выпуклых днищ и крышек	168
35. Расчет плоских стенок, крышек и днищ	175
36. Расчет неукрепленных и укрепленных отверстий	184
37. Расчет заклепочных швов	186
38. Расчет труб	188
39. Расчет болтов и шпилек	191
40. Расчет фланцев	194
41. Расчет трубных досок	197
42. Расчет компенсирующей способности аппарата	207
43. Расчет линзового компенсатора	209

Глава VII. Примеры расчетов прочности деталей

44. Расчет прочности стенок корпуса	213
45. Расчет прочности крышек и днищ	216
46. Расчет болтов и шпилек	218
47. Расчет фланцев	220
48. Расчет трубных досок	221
49. Расчет компенсирующей способности аппарата	226
50. Расчет линзового компенсатора	229

Приложения

Насыщенный водяной пар (по температурам)	234
Насыщенный водяной пар (по давлениям)	237
Перегретый водяной пар	240
Физические параметры водяного пара на линии насыщения	246
Физические параметры перегретого водяного пара	247
Физические параметры для сухого воздуха при $p=1 \text{ атм}$	248
Физические параметры воды на линии насыщения	249
Физические параметры турбинного масла УТ	250
Физические параметры турбинного масла Т	251
Физические параметры дизельного масла	252
Физические параметры флотского мазута М12	253
Физические параметры флотского мазута М20	254
Физические параметры топочного мазута М40	255
Физические параметры различных нефтепродуктов	256
Физические параметры морской воды	257
Перевод английских единиц измерения в метрические	258
Обозначения и размерности основных величин	260

Литература	262
----------------------	-----

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
35	Формула (76)	0643	0,643	Тип.
221	19 св.	$C = 1,0 \text{ см}$	$C = 0,1 \text{ см}$	Авт.

А. С. Цыганков