
Проф. В. Е. ЦЫДЗИК
и доц. Е. Б. ИОЗЛДСОН

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И АППАРАТЫ

часть II



1934

• ЭНЕРГОИЗДАТ •

26.26.595
Проф. В. Е. ЦЫДЗИК и доц. Е. Б. ИОЭЛЬСОН

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И АППАРАТЫ

ЧАСТЬ II

ПРОЦЕССЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В АППАРАТАХ.
КОНСТРУКЦИИ АППАРАТОВ. АРМАТУРА.
ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

*Рекомендовано Главным управлением
учебными заведениями НКТП СССР
в качестве учебника для вузов*



ОНТИ НКТП

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1934 ЛЕНИНГРАД



Редактор инж. С. М. Лосев

Техредактор А. Д. Чаров

ТКК № 61 от 28/IV-84 г.

Вторая часть книги посвящена процессам теплопередачи в холодильных аппаратах, конструкциям аппаратов, холодильной арматуре и турбокомпрессорам. Все изложение иллюстрировано большим количеством графиков и примеров.

Книга предназначена служить учебником для втузов и пособием для проектировщиков.

Сдана в производство с готовых матриц 2/VIII 1934 г.

Бумага 72×106/16 20 л. Энергоиздат № 521.

Уполномоченный Главлита № В-85027.

Авт. л. 83.

Тираж 5.000.

Бум. листов 10.

Подписана к печати 20/VIII 1934 г.

Колич. экз. в 1 бум. л. 128.064.

Заказ № 8116.

3-я типография ОНТИ им. Евгения Соколовой, Ленинград, пр. Красных Воинов, 29.

ПРЕДИСЛОВИЕ.

В предисловии к части I настоящего труда, вышедшей из печати в мае 1932 г., авторы отмечали, что основной его задачей является удовлетворение потребности в учебном пособии по основному курсу „Холодильные машины и аппараты“, читаемому в Московском механико-машиностроительном институте им. Н. Э. Баумана, и что изложение предмета предполагает предварительное освоение изучающими его лицами предшествующих данному предмету дисциплин. Соответственно, прохождение части II требует знания гидравлики и специальной термодинамики с теорией теплопередачи; общие уравнения последней даны в главе VII преимущественно с целью внесения единообразия в расчеты последующих глав, необходимого особенно вследствие обилия в общей литературе разнородных формул теплопередачи. С другой стороны, круг рассматриваемых в части II вопросов строго ограничен программой с отнесением таких вопросов, как производство льда, монтаж, испытание и эксплуатация холодильных машин и установок—к последующему курсу „Холодильных установок“, а абсорбционных машин—к специальному курсу „Основы физической химии и абсорбционные машины“.

Авторы стремились к наиболее полному теоретическому обоснованию рассматриваемых процессов и анализу конструкций, уделяя максимальное внимание разработке научной методики данной отрасли машиностроения, обеспечивающей обучающемуся возможность как при проектировании, так и во время последующей инженерной работы решать не только обычные, но и вновь возникающие технические задачи и углублять свои знания в процессе самостоятельной работы; в связи с этим, значительное внимание уделено составлению указателей литературы, куда включены также работы, вышедшие во время написания и набора книги (отмечены *). Будучи учебным пособием, настоящая книга одновременно является теоретическим исследовательским трудом по теплопередаче в холодильной аппаратуре, основанным на новейших союзных и иностранных экспериментальных исследованиях в этой области. Если в части I особое внимание уделялось анализу действительного рабочего процесса машины, то в части II авторы, преодолевая наблюдающийся иногда разрыв между теорией и практикой теплопередачи в аппаратах, стремились к возможно полному анализу не только теоретических закономерностей, определяющих собой значения коэффициентов теплоперевода, но и побочных явлений, сопутствующих теплопередаче (условия циркуляции, примесь инертных газов, загрязнения). Применение разработанных авторами графиков и рекомендованных для расчета холодильных аппаратов формул сопровождается решением значительного числа примеров, доведенных до полного решения поставленной задачи (нахождение конструктивных размеров аппарата или определение его производительности при поверочном расчете). Применение вспомогательных графиков для расчета конденсаторов со свободным стоком конденсата позволяет производить эти расчеты с наибольшей точностью без излишней затраты времени на решение сложных уравнений теплопередачи

и может быть распространено на расчет аппаратуры, применяемой в смежных отраслях промышленности.

Применение общих формул теплопередачи, построенных на основе современной теории подобия вместо частных эмпирических формул, обеспечивает наибольшую четкость в расчетах и приводит во многих случаях к значительной экономии металла. Следует указать, что как раз последнее время является периодом быстрого развития теории теплопередачи. Почти каждый месяц появляются новые работы, обобщающие законы теплопередачи или уточняющие количественную роль отдельных факторов и числовые значения коэффициентов (см. примечание в конце гл. VII). Новые формулы, внося цифровые поправки, не меняют однако ни характера влияния отдельных факторов, ни порядка величины коэффициентов, а также не могут считаться окончательными; и поэтому авторы не сочли возможным задерживать выпуск книги переделкой примеров.

Часть II написана с января по июль 1933 г. В приложения к ней, помимо данных по аппаратуре, рассолу и воздуху, включены не вошедшие в часть I тепловые таблицы и диаграммы ряда холодильных агентов, применяемых, главным образом, в турбокомпрессоростроении, а также таблицы установочных размеров поршневых аммиачных компрессоров, производство которых ко времени составления части II книги освоено заводом „Компрессор“ в связи с переходом на новые типы машин на основе проектов стандартных, помещенных в части I книги.

В. Цыдзик.

Е. Иоэльсон.

ОБОЗНАЧЕНИЯ.

- α (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплоперехода от стенки или к стенке.
 α_w (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплоперехода от воды к стенке или от стенки к воде.
 α_w'' (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплоперехода к стенке при конденсации водяного пара.
 α_a (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплоперехода от холодильного агента к стенке или от стенки к холодильному агенту.
 α_a' (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплоперехода от конденсированного холодильного агента к стенке.
 α_a'' (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплоперехода к стенке при конденсации холодильного агента.
 α_a''' (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплоперехода к стенке от перегретых паров холодильного агента
 $\alpha_{NH_3}, \alpha_{SO_2}, \alpha_{CO_2}$ (кал/м² час[°]Ц) — коэффициенты теплоперехода от соответствующего холодильного агента к стенке или от стенки к холодильному агенту.
 α_s (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплоперехода от рассола к стенке.
 k (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплопередачи.
 k' (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплопередачи в зоне переохлаждения холодильного агента.
 k'' (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплопередачи в зоне конденсации холодильного агента.
 λ (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплопроводности.
 λ_a (кал/м² час[°]Ц) — коэффициент теплопроводности холодильного агента.
 c (кал/кг[°]Ц) — теплоемкость.
 c_E (кал/кг[°]Ц) — теплоемкость льда.
 c_{pt} (кал/кг[°]Ц) — теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении.
 c_{pd} (кал/кг[°]Ц) — теплоемкость водяного пара при постоянном давлении.
 c_p (кал/кг[°]Ц) — теплоемкость влажного воздуха при постоянном давлении.
 $a = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma}$ (м²/час) — коэффициент температуропроводности.
 η (кг сек/м²) — вязкость.
 η_h (кг час/м²) — вязкость, отнесенная к часу.
 ν (м²/сек) — кинематическая вязкость.
 μ — молекулярный вес.
 ρ (кг сек²/м⁴) — плотность.
 r_E (кал/кг) — скрытая теплота плавления льда.
 γ (кг/м³) — объемный вес.
 γ_A (кг/л) — объемный (удельный) вес.
 i (кал/кг) — теплосодержание 1 кг влажного воздуха.
 i'' (кал/кг) — теплосодержание 1 кг насыщенного водяными парами воздуха.
 i_m'' (кал/кг) — теплосодержание 1 кг насыщенного водяными парами воздуха при средней температуре охлаждающей конденсатор воды $t_m^{\circ}\text{Ц}$.
 i_d (кал/кг) — теплосодержание 1 кг пара в воздухе при температуре $t^{\circ}\text{Ц}$.
 i_{cm}'' (кал/кг) — теплосодержание воздуха в пограничном слое, находящегося в равновесии с охлаждающей поверхностью.
 i_{cm} (кал/кг) — теплосодержание влаги, выпавшей на стенке в виде воды или инея.
 x (кг/кг) — влагосодержание на 1 кг сухого воздуха.

x'' (кг/кг) — максимальное (насыщающее) влагосодержание на 1 кг сухого воздуха.

x_m'' (кг/кг) — влагосодержание насыщенного парами воздуха при средней температуре орошающей конденсатор воды t_m .

x_{cm}'' (кг/кг) — влагосодержание воздуха, соответствующее парциальному давлению водяных паров при температуре t_{cm} (над водой, снегом или рассолом в зависимости от состояния охлаждающей поверхности).

$\phi = \frac{x}{x''}$ — степень насыщения воздуха водяными парами.

p (мм рт. ст.) — давление смеси воздуха и водяного пара.

p_a (мм рт. ст.) — парциальное давление водяного пара в его смеси с воздухом.

p_l (мм рт. ст.) — парциальное давление воздуха в его смеси с водяным паром.

p_a'' (мм рт. ст.) — парциальное давление паров, насыщающих воздух.

$\varphi = \frac{p_a}{p_a''}$ — относительная влажность воздуха.

r_0 (кал/кг) — скрытая теплота испарения воды при 0°.

r (кал/кг) — скрытая теплота испарения воды при t_w °C.

σ (кг/м² час) — коэффициент испарения.

G_w (кг/час) — количество охлаждающей или циркуляционной воды.

G_{w0} (кг/час) — количество испаряющейся на оросительном конденсаторе воды.

G_{wz} (кг/час) — количество добавляемой свежей воды на оросительном конденсаторе.

$\zeta = \frac{G_{wz}}{G_w}$ — отношение количеств свежей и циркуляционной воды.

g_E (кг/м час) — количество жидкости, льющейся (односторонне) на единицу длины горизонтального следа стенки.

g_{wE} (кг/м час) — количество воды, льющейся (односторонне) на единицу длины горизонтального следа стенки.

$2g_{wE}$ (кг/м час) — количество орошающей воды на 1 пог. м водооросительного желоба (двухстороннее орошение стенки).

d_1 (м) — внутренний диаметр трубы.

d_2 (м) — наружный диаметр трубы.

d_m (м) — средний диаметр трубы.

$e = \frac{d_1}{d_2}$ — отношение внутреннего и наружного диаметров трубы.

$e_1 = \frac{d_m}{d_2}$ — отношение среднего и наружного диаметров трубы.

δ (м) — толщина стенки трубы.

u (м) — периметр участвующего в теплообмене контура.

f (м²) — площадь прохода.

f_w (м²) — площадь прохода для воды.

f_a (м²) — площадь прохода для холодильного агента.

f_s (м²) — площадь прохода для рассола.

$d_h = \frac{4f}{u}$ (м) — гидравлический диаметр сечения.

$s = \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w}$ (кал/м² час °C)⁻¹ — сумма всех тепловых сопротивлений за исключением теплового сопротивления со стороны конденсирующегося холодильного агента.

L (м) — длина трубы.

H (м) — высота вертикальной стенки.

y (м) — толщина пленки конденсата на стенке.

w (м/сек) — скорость течения.

w_a (м/сек) — скорость течения холодильного агента.

w_s (м/сек) — скорость течения рассола.

w_L (м/сек) — скорость течения воздуха.

w_h (м/час) — высота дождя.

W_F (кг/м² час) — часовое количество выпадающей из воздуха влаги на 1 м² охлаждающей поверхности.

k_v (кал/м² час °C) — объемный коэффициент теплопередачи, между воздухом и жидкостью в орошаемом пространстве.

F (м²) — охлаждающая поверхность аппарата.

F_W (м^2) — оmyваемая воздухом поверхность воды, орошающей конденсатор.

$\beta = \frac{F_W}{F}$ — отношение поверхности орошающей воды к поверхности труб.

Q (кал/час) — часовое количество отводимого в конденсаторе тепла.

Q_L (кал/час) — часовое количество тепла, отходящее в воздух при испарении воды.

Q_v (кал/час) — часовое количество тепла, отдаваемое в конденсаторе только испарением воды.

Q_Z (кал/час) — часовое количество тепла, отводимое в оросительном конденсаторе свежей охлаждающей водой.

Q_a (кал/час) — часовое количество тепла, отнимаемое при переохлаждении.

Q_0 (кал/час) — холодопроизводительность машины.

q (кал/кг) — тепло, отдаваемое 1 кг холодильного агента в конденсаторе.

q_a (кал/кг) — тепло, отдаваемое 1 кг холодильного агента при переохлаждении.

q_F ($\text{кал/м}^2 \text{ час}$) — тепловая нагрузка на 1 м^2 охлаждающей поверхности аппарата.

q_E (кал/м час) — тепловая нагрузка на единицу длины горизонтального следа стенки.

$\xi = \frac{q_F}{q_{F_{\text{сух}}}}$ — отношение в воздухоохладителе теплопередачи с выделением влаги к сухой теплопередаче при той же температуре.

t_0 ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура испарения холодильного агента.

t ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура конденсации холодильного агента.

t_u ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура переохлаждения холодильного агента.

t_S ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура рассола.

t_{S1} ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура рассола при входе в аппарат.

t_{S2} ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура рассола при выходе из аппарата.

t_{Sm} ($^{\circ}\text{Ц}$) — средняя температура рассола.

t_W ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура воды.

t_{W1} ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор.

t_{W2} ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура охлаждающей воды при выходе из конденсатора.

t_m ($^{\circ}\text{Ц}$) — средняя температура циркулирующей воды в оросительном конденсаторе.

t_Z ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура добавочной свежей воды в оросительном конденсаторе.

t_l ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура воздуха.

t'_{cm} ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура стенки со стороны подводимого к ней теплового потока.

t''_{cm} ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура стенки со стороны отходящего от нее теплового потока.

t_{W0} ($^{\circ}\text{Ц}$) — температура внешнего слоя орошающей конденсатор охлаждающей воды.

θ ($^{\circ}\text{Ц}$) — разность температур.

θ_1 ($^{\circ}\text{Ц}$) — разность температур агентов при входе.

θ_2 ($^{\circ}\text{Ц}$) — разность температур агентов при выходе.

θ_m ($^{\circ}\text{Ц}$) — средняя разность температур между агентами в процессе теплопередачи.

θ_0 ($^{\circ}\text{Ц}$) — разность температур, вызванная сопротивлением теплоперехода.

v ($\text{м}^3/\text{кг}$) — удельный объем агента.

v' ($\text{м}^3/\text{кг}$) — удельный объем жидкости.

v'' ($\text{м}^3/\text{кг}$) — удельный объем сухого насыщенного пара.

v_1 ($\text{м}^3/\text{кг}$) — удельный объем засасываемого компрессором агента.

v_2 ($\text{м}^3/\text{кг}$) — удельный объем агента в конце сжатия.

$V_{\text{мин}}$ ($\text{м}^3/\text{мин}$) — засасываемый турбокомпрессором объем пара в минуту.

σ (дин/см или кг/м.м) — поверхностное натяжение.

a_Z (кг/см^2 или кг/м.м^2) — допускаемое напряжение растяжения.

Z — число ступеней турбокомпрессора.



ОГЛАВЛЕНИЕ.

	Стр.
Предисловие	3
Обозначения	5

Глава седьмая.

Основные уравнения теплопередачи.

§ 1. Теплопередача через плоскую стенку	11
§ 2. Теплопередача в трубах	12
§ 3. Определение средней разности температур в процессе теплопередачи	18
§ 4. Значения коэффициентов теплоперевода для капельных жидкостей и газов	21
Указатель литературы к гл. VII.	28

Глава восьмая.

Испарители.

§ 1. Общие свойства и коэффициенты теплоперевода соляных растворов	30
§ 2. Теплопереход при кипении	35
§ 3. Типы испарителей для охлаждения рассола	44
А. Погружные испарители	—
Б. Секционные испарители интенсивного действия	49
В. Каскадный испаритель Хильгера	65
Г. Кожухо-трубчатые испарители	66
Д. Испарители из двойных труб	74
§ 4. Испарители для охлаждения прасной воды и оросительные испарители	77
§ 5. Испарители малых машин и инвертные испарители	80
§ 6. Отделители жидкости и аккумуляторы	86
§ 7. Автоматические поплавковые регулирующие вентили	90
Указатель литературы к гл. VIII.	101

Глава девятая.

Конденсаторы и переохладители.

§ 1. Теплопередача в конденсаторах	105
А. Теория Нуссельта	107
Б. Пределы применимости формул Нуссельта	110
В. Исключение θ_0 из формул теплопередачи	111
Г. Графики для расчета конденсаторов	114
Д. Формулы для расчета горизонтально-трубчатых конденсаторов	117
Е. Действительные коэффициенты теплоперевода	120
§ 2. Типы конденсаторов	—
А. Конденсаторы погружные со спиральными змеевиками	121
Б. Конденсаторы противоточные из двойных труб	—
В. Элементные (многотрубные) конденсаторы	129
Г. Кожухо-трубчатые конденсаторы	134
Д. Конденсаторы оросительные	144
Е. Конденсаторы малых машин	173
§ 3. Переохладители	174
§ 4. Ресиверы жидкого холодильного агента	176
§ 5. Маслоотделители	177
Указатель литературы к гл. IX	181

Глава десятая.

Воздухоотделители и аммиакомеры.

§ 1. Воздухоотделители	184
§ 2. Аммиакомеры	188
Указатель литературы к гл. X	195

Глава одиннадцатая.

Трубы, арматура и фасонные части.

§ 1. Трубы стальные бесшовные для аммиачных трубопроводов и аппаратов	196
§ 2. Фланцевые соединения аммиачных трубопроводов	—
§ 3. Запорная аммиачная арматура и нормальные регулирующие вентили	198
§ 4. Фасонные аммиачные части	200
§ 5. Арматура для углекислотных машин	201
§ 6. Манометры	203
§ 7. Рассольные трубопроводы	205
Указатель литературы к гл. XI	208

Глава двенадцатая.

Воздухоохладители.

§ 1. Трубчатые воздухоохладители	209
§ 2. Оросительные воздухоохладители	224
Указатель литературы к гл. XII	232

Глава тринадцатая.

Турбокомпрессоры.

§ 1. Границы выгодного применения турбокомпрессоров в холодильном машиностроении	234
§ 2. Выбор холодильных агентов в турбокомпрессоростроении	235
§ 3. Рабочие характеристики турбокомпрессоров	242
§ 4. Конструкции турбокомпрессоров	244
§ 5. Регулирование работы турбокомпрессоров	253
Указатель литературы к гл. XIII	256

ПРИЛОЖЕНИЯ.

I. Тепловые таблицы

1. Таблица паров для дихлорэтилена $C_2H_2Cl_2$	258
2. Таблица паров для метилбромиста CH_3Br	259
3. Таблица паров для дифтордихлорметана CF_2Cl_2	260
4. Теоретическая объемная холодопроизводительность дифтордихлорметана q_v кал/м ³	262
5. Таблица физических свойств влажного воздуха	—

II. Таблицы растворов

6. Растворы хлористого натрия $NaCl$	263
7. Растворы хлористого магния $MgCl_2$	—
8. Растворы хлористого кальция $CaCl_2$	264
9. Растворы „Рейнгартин“	—
10. Удельный вес растворов хлористого натрия в зависимости от концентрации и температуры	265
11. Удельный вес растворов хлористого кальция в зависимости от концентрации и температуры	—
12. Вязкость растворов хлористого натрия	266
13. Вязкость растворов хлористого магния	267
14. Вязкость растворов хлористого кальция	268
15. Вязкость растворов „Рейнгартин“	269
16. Упругость паров над растворами хлористого натрия	—
17. Упругость паров над растворами хлористого магния	270
18. Упругость паров над растворами хлористого кальция	—

III. Проекты стандартов

Трубы:

19. Трубы стальные бесшовные для аммиачных трубопроводов и аппаратов	271
20. Трубы стальные для рассольных систем и трубопроводов	272

Детали аммиачных трубопроводов:

21. Фланцы круглые под резьбу	272
22. Фланцы круглые под развальцовку	273
23. Фланцы круглые под приварку	274

	Стр.
24. Прокладки	275
25. Промежуточные кольца	276
26. Запорные проходные вентили	277
27. Запорные угловые вентили	278
28. Фланцы овальные под резьбу	279
29. Фланцы овальные под развальцовку	280
30. Фланцы овальные под приварку	281
31. Соединение гайкой	—
32. Штуцеры ввертные	282
33. Штуцеры приварные	—
34. Концы цапковые арматуры	283
35. Гайки накидные	—
36. Ниппели	—
37. Прокладки	—

Детали рассольных трубопроводов:

38. Фланцы свободно вращающиеся под отбортовку круглые	284
39. Фланцы свободно вращающиеся под развальцовку круглые	—
40. Фланцы свободно вращающиеся под отбортовку овальные	285
41. Фланцы свободно вращающиеся под развальцовку овальные	286
42. Прокладки	—
43. Колена двойные диаметром 50 мм	287
44. Колена двойные диаметром 50 мм с приливом	—
45. Разветвители диаметром 50 мм	288
46. Разветвители диаметром 50 мм с приливом	—
47. Колена	289
48. Тройники	290
49. Тройники шаровые	291
IV. Ост	
50. Аммиак жидкий синтетический	292
51. Углекислота жидкая техническая	293
52. Натрий хлористый	296
53. Кальций хлористый	300
54. Масло Фригус	303
V. Габаритные таблицы	
55. Испарители Линде	304
56. Испарители кожухо-трубчатые	306
57. Вертикальные кожухо-трубчатые конденсаторы	308
58. Вертикальные кожухо-трубчатые конденсаторы завода Карбондейль	—
59. Горизонтальные многопроходные кожухо-трубчатые конденсаторы	309
60. Оросительные конденсаторы с промежуточным отводом жидкости завода „Компрессор“	310
61. Элементные конденсаторы	312
62. Турбинные мешалки вертикального типа	314
63. Горизонтальные аммиачные компрессоры завода „Компрессор“	315
64. Аммиачные компрессоры типа ВП завода „Компрессор“	316
VI. Диаграммы	
1. $i/lg p$ -диаграмма для дифтордихлорметана CF_2Cl_2	
2. $i/lg p$ -диаграмма для метилбромиды CH_3Br	
3. is -диаграмма для этилена C_2H_4	
4. ix -диаграмма Молье для влажного воздуха (ниже 0°)	
5. ix -диаграмма Молье для влажного воздуха (выше 0°)	

ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ.

§ 1. Теплопередача через плоскую стенку.

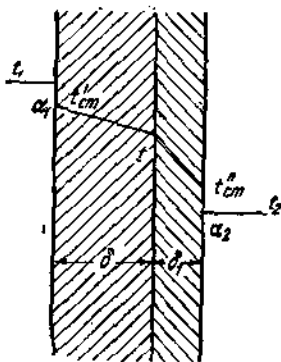
В процессе передачи тепла от более теплой среды (жидкой или газообразной) с температурой t_1 к более холодной с температурой t_2 через разделяющую их металлическую стенку толщиной δ , имеющую, кроме того, загрязнение в виде слоя масла или водяного камня толщиной δ_1 (фиг. 1), общее сопротивление переходу тепла складывается из следующих частей:

1. Сопротивление при поверхностном переходе тепла от более теплой жидкости (или пара) к стенке.

2. Сопротивление протеканию тепла через толщу металлической стенки и загрязняющего ее слоя масла или водяного камня.

3. Сопротивление при поверхностном переходе тепла от стенки к более холодной жидкости (или пару).

Обозначив коэффициент теплоперевода от теплой жидкости к стенке через α_1 кал/м² час °Ц, коэффициент теплоперевода от стенки к холодной жидкости через α_2 кал/м² час °Ц, коэффициент теплопроводности металлической стенки через λ кал/м час °Ц, коэффициент теплопроводности масляного слоя через λ_1 кал/м час °Ц, температуру стенки со стороны притока тепла через t'_{cm} и температуру стенки со стороны отвода тепла через t''_{cm} , имеем для теплопередающей поверхности F при установившемся непрерывном тепловом потоке Q :



Фиг. 1.

$$Q = \alpha_1 \cdot F \cdot (t_1 - t'_{cm}), \quad \text{или} \quad Q \cdot \frac{1}{\alpha_1} = (t_1 - t'_{cm}) \cdot F; \quad (1)$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot F \cdot (t'_{cm} - t), \quad \cdot \quad Q \cdot \frac{\delta}{\lambda} = (t'_{cm} - t) \cdot F; \quad (2)$$

$$Q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} \cdot F \cdot (t - t''_{cm}), \quad \cdot \quad Q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} = (t - t''_{cm}) \cdot F; \quad (3)$$

$$Q = \alpha_2 \cdot F \cdot (t''_{cm} - t_2), \quad \cdot \quad Q \cdot \frac{1}{\alpha_2} = (t''_{cm} - t_2) \cdot F. \quad (4)$$

Складывая уравнения (1) — (4), имеем:

$$Q \cdot \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right] = (t_1 - t_2) \cdot F = \theta \cdot F, \quad (5)$$

где $\theta = t_1 - t_2$ — разность температур обеих сред.

Обозначив сумму тепловых сопротивлений

$$\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{a_2}$$

при переходе тепла от более теплой среды к более холодной через $\frac{1}{k}$, имеем

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{a_2}, \quad (6)$$

где k — коэффициент теплопередачи (кал/м² час °Ц), определяемый уравнением

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{a_2}}, \quad (7)$$

тогда

$$Q = k \cdot (t_1 - t_2) \cdot F = k \cdot \theta \cdot F. \quad (8)$$

Коэффициент теплопередачи является, таким образом, переменной величиной, зависящей в первую очередь от значений a_1 и a_2 , являющихся в свою очередь функцией физических свойств и состояния омывающих стенку холодильных агентов (теплоемкость c , теплопроводность λ , объемный вес γ , температура t , вязкость η , состояние жидкое, парообразное, газообразное) и условий движения холодильных агентов по отношению к стенке (скорость w , форма и соотношения размеров стенки).

Из уравнения (7) видно, что значение коэффициента теплопередачи всегда ниже меньшего значения одного из коэффициентов теплоперехода (a_1 или a_2). Поэтому в целях повышения коэффициента теплопередачи все изменения конструкции теплопередающих аппаратов должны быть направлены в сторону повышения низших значений коэффициентов теплоперехода.

Температуры стенок t'_{cm} и t''_{cm} легко определяются из вышеприведенных уравнений (1), (4) и (8), а именно:

$$t'_{cm} = t_1 - \frac{1}{a_1} \cdot \frac{Q}{F} = t_1 - \frac{k}{a_1} \cdot (t_1 - t_2), \quad (9)$$

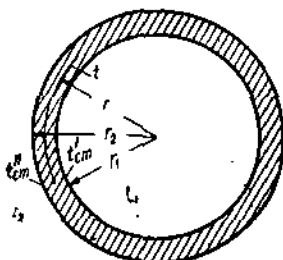
$$t''_{cm} = t_2 + \frac{1}{a_2} \cdot \frac{Q}{F} = t_2 + \frac{k}{a_2} \cdot (t_1 - t_2). \quad (10)$$

§ 2. Теплопередача в трубах.

Теплопроводность стенки трубы (фиг. 2) отличается от теплопроводности плоской стенки тем, что проток тепла от внутренней поверхности трубы к наружной сопровождается увеличением теплопроводящей поверхности и, наоборот, при проходе тепла от наружной поверхности трубы к внутренней теплопроводящая поверхность уменьшается.

Рассмотрим проход тепла Q через слой радиусом r с бесконечно малой его толщиной dr при длине трубы $l = 1$ м. Тогда

$$Q = -2\pi \cdot r \cdot \lambda \cdot \frac{dt}{dr}. \quad (11)$$



Фиг. 2.

Знак минус в уравнении (11) является следствием того, что в принятом направлении потока тепла с возрастанием радиуса понижается температура стенки. Из уравнения (11) имеем:

$$dt = -\frac{Q}{2\pi \cdot \lambda} \cdot \frac{dr}{r} \quad \text{и} \quad t'_{cm} - t''_{cm} = -\frac{Q}{2\pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{r_1}{r_2} = \frac{Q}{2\pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}, \quad (12)$$

т. е. протекание кривой температур в стенке имеет логарифмический характер.

Рассматривая процесс теплопередачи в целом (при $l=1$ м), имеем:

$$Q = 2\pi \cdot r_1 \cdot a_1 (t_1 - t'_{cm}) \quad \text{и} \quad \frac{Q}{2\pi \cdot r_1 \cdot a_1} = t_1 - t'_{cm}, \quad (13)$$

$$Q = \frac{2\pi \cdot \lambda}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (t'_{cm} - t''_{cm}) \quad \text{и} \quad \frac{Q \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi \cdot \lambda} = t'_{cm} - t''_{cm}, \quad (14)$$

$$Q = 2\pi \cdot r_2 \cdot a_2 (t''_{cm} - t_2) \quad \text{и} \quad \frac{Q}{2\pi \cdot r_2 \cdot a_2} = t''_{cm} - t_2. \quad (15)$$

Складывая уравнения (13) — (15), имеем:

$$\frac{Q}{2\pi} \left(\frac{1}{a_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{a_2 \cdot r_2} \right) = t_1 - t_2. \quad (16)$$

В случае принятия в расчет изолирующего наружную стенку трубы слоя (толщина δ_1 , коэффициент теплопроводности λ_1), мы имеем бы согласно фиг. 3:

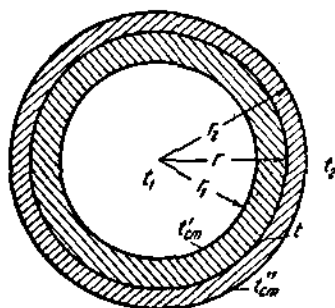
$$\frac{Q}{2\pi} \left[\frac{1}{a_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r}{r_1} + \frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln \frac{r_2}{r} + \frac{1}{a_2 \cdot r_2} \right] = t_1 - t_2. \quad (17)$$

Ввиду незначительности толщины загрязняющего слоя по сравнению с радиусом трубы r_2 в уравнении (17), можно заменить член $\frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln \frac{r_2}{r}$ через $\frac{\delta_1}{\lambda_1}$. Тогда уравнение (17) с учетом теплового сопротивления загрязняющего слоя получает вид:

$$\frac{Q}{2\pi} \left[\frac{1}{a_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r}{r_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{a_2 \cdot r_2} \right] = t_1 - t_2. \quad (18)$$

Из уравнения (16) мы имеем:

$$Q = \frac{2\pi \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{a_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{a_2 \cdot r_2}}. \quad (19)$$



Фиг. 3.

Если измерение теплопроводящей поверхности производится по наружной поверхности трубы F_2 , то

$$Q = \frac{2\pi \cdot r_2 \cdot (t_1 - t_2)}{\frac{1}{a_1} \cdot \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot r_2 \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{a_2}} = k \cdot F_2 \cdot (t_1 - t_2) = k \cdot F_2 \cdot \theta,$$

где

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot r_2 \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot d_2 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (20)$$

Если измерение теплопередающей поверхности производится по внутренней поверхности трубы F_1 , то, очевидно,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot r_1 \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{r_1}{r_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot d_1 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{d_1}{d_2}}. \quad (21)$$

Обозначив средний диаметр трубы через d_m , имеем

$$d_2 = d_m + \delta, \quad d_1 = d_m - \delta$$

и

$$\ln \frac{d_2}{d_1} = \ln \frac{d_m + \delta}{d_m - \delta} = \ln \frac{1 + \frac{\delta}{d_m}}{1 - \frac{\delta}{d_m}} \quad (22)$$

Принимая во внимание, что

$$\ln \left(1 + \frac{\delta}{d_m} \right) = \frac{\delta}{d_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{\delta}{d_m} \right)^2 + \frac{1}{3} \left(\frac{\delta}{d_m} \right)^3 - \frac{1}{4} \left(\frac{\delta}{d_m} \right)^4 + \dots$$

и

$$\ln \left(1 - \frac{\delta}{d_m} \right) = -\frac{\delta}{d_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{\delta}{d_m} \right)^2 - \frac{1}{3} \left(\frac{\delta}{d_m} \right)^3 - \frac{1}{4} \left(\frac{\delta}{d_m} \right)^4 \dots,$$

имеем

$$\ln \frac{d_2}{d_1} = \ln \frac{1 + \frac{\delta}{d_m}}{1 - \frac{\delta}{d_m}} = 2 \left[\frac{\delta}{d_m} + \frac{1}{3} \left(\frac{\delta}{d_m} \right)^3 + \frac{1}{5} \left(\frac{\delta}{d_m} \right)^5 + \dots \right].$$

Пренебрегая значениями бесконечно малых высших порядков, имеем:

$$\ln \frac{d_2}{d_1} \approx 2 \cdot \frac{\delta}{d_m}. \quad (23)$$

Подставляя уравнение (23) в уравнения (20) и (21), получаем в случае измерения теплопередающей поверхности по наружному диаметру трубы

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_2}{d_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{d_2}{d_m} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (24)$$

а в случае измерения теплопередающей поверхности по внутреннему диаметру трубы

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{d_1}{d_m} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{d_1}{d_2}}. \quad (25)$$

Введя обозначения $d_1 = e \cdot d_2$ и $d_m = e_1 \cdot d_2$, имеем для случая измерения теплопередающей поверхности по наружному диаметру трубы:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1 \cdot e} + \frac{\delta}{\lambda \cdot e_1} + \frac{1}{a_2}}. \quad (26)$$

Если измерение теплопередающей поверхности производится по внутреннему диаметру трубы, то

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{e}{e_1} + \frac{e}{a_2}}. \quad (27)$$

В табл. 1 приведены значения коэффициентов e и e_1 для ходовых размеров труб, находящихся применение в образовании теплопередающих поверхностей холодильной аппаратуры.

Таблица 1.

Значения коэффициентов e и e_1 .

Диаметр труб в мм	Значения коэффициентов	
	e	e_1
25/32	0,78	0,89
27/32	0,845	0,92
31/38	0,815	0,91
33/38	0,87	0,935
37,5/44,5	0,845	0,92
39,5/44,5	0,89	0,945
50/57	0,88	0,94
51,5/57	0,905	0,95
70/76	0,92	0,96

Как уже отмечалось выше в § 1, значение коэффициента k всегда ниже меньшего значения одного из коэффициентов теплоперехода (a_1 или a_2). Значения тепловых сопротивлений, определяемых теплопроводностью металла самых стенок труб $\left(\frac{\delta}{\lambda \cdot e_1} \text{ или } \frac{\delta \cdot e}{\lambda \cdot e_1}\right)$, незначительны и обычно в значительной

мере превышаются тепловыми сопротивлениями $\sum \frac{\delta}{\lambda}$, вызванными загрязнениями стенок труб в виде оседающих на них слоев масла, водяного камня и пр. Значения коэффициентов теплопередачи при этом снижаются, и в случае измерения теплопередающей поверхности по наружному диаметру трубы определяются уравнением:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a \cdot e} + \frac{\delta}{\lambda \cdot e_1} + \frac{1}{a_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda}}, \quad (28)$$

а в случае измерения теплопередающей поверхности по внутреннему диаметру трубы уравнением

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{e}{e_1} + \frac{e}{a_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda}}. \quad (29)$$

Таблица 2.

Значения тепловых сопротивлений металлических стенок (кал/м² час °Ц)⁻¹.

Коэффициенты теплопроводности металлов кал/м час °Ц		Тепловое сопротивление $\frac{\delta}{\lambda}$ при толщине стенки δ (м)					
		$\delta = 0,001$	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006
Алюминий	125	0,000008	0,000016	0,000024	0,000032	0,000040	0,000048
Свинец	175	0,000006	0,000011	0,000017	0,000023	0,000029	0,000034
Железо	51	0,000020	0,000039	0,000059	0,000079	0,000098	0,000118
Литое же-езо	45	0,000022	0,000044	0,000066	0,000089	0,000111	0,000133
Чугун	54	0,000019	0,000037	0,000055	0,000074	0,000093	0,000111
Сталь	40	0,000025	0,000050	0,000075	0,000100	0,000125	0,000150
Медь	320	0,000003	0,000006	0,000009	0,000013	0,000018	0,000024
Бронза	51	0,000020	0,000039	0,000059	0,000079	0,000098	0,000118
Латунь	74—90	0,000014—11	0,000027—22	0,000041—33	0,000054—44	0,000068—56	0,000081—67

По аналогии с уравнениями (24) и (25) нетрудно усмотреть, что измерение теплопередающей поверхности по среднему диаметру трубы приводит к значению k , определяемому уравнением:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_m}{d_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{d_m}{d_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{e_1}{e} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{e_1}{\alpha_2} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} \quad (30)$$

Таблица 3.

Значения тепловых сопротивлений осадков на металлических стенках (кал/м² час °Ц)⁻¹.

Коэффициенты теплопроводности осадков λ кал/м час °Ц		Тепловое сопротивление $\frac{\delta}{\lambda}$ при толщине осадка δ (м)						
		$\delta = 0,0001$	0,0005	0,001	0,002	0,004	0,01	0,02
Водяной камень	1—3	0,00005	0,00025	0,0005	0,001	0,002	0,005	0,01
Соль	2	0,00005	0,00025	0,0005	0,001	0,002	0,005	0,01
Минеральные масла	0,1	0,001	0,005	0,01	0,02	0,04	—	—
Глицерин безводный	0,22	0,0005	0,002	0,005	0,009	0,02	—	—
с 50% воды	0,36	0,0003	0,001	0,003	0,005	—	—	—
Снег свежий	0,09	0,001	0,005	0,011	0,022	0,044	0,11	0,22
старый	0,42	0,0002	0,0012	0,002	0,005	0,01	0,022	0,05
Лед	1,9	0,00005	0,00026	0,0005	0,001	0,002	0,005	0,01
Окраска	0,2	0,0005	0,0025	0,005	0,01	—	—	—

Применение в расчетах трубчатых аппаратов уравнений (28—30) значительно осложняет расчет по сравнению с уравнением (7) для плоской стенки и во многих случаях практики не вызывается необходимостью, поскольку значения коэффициентов теплоперевода α_1 и α_2 являются в значительной мере приближенными. С другой стороны, распространение уравнения (7) для плоской стенки на расчеты трубчатых аппаратов во многих случаях практики не вносит серьезной погрешности, если измерение теплопередающей поверхности трубчатых аппаратов производится при этом со стороны теплопередающей стенки, которая представляет большее сопротивление теплоотдаче. Если теплопередача происходит между первичным холодильным агентом (аммиак, углекислота), находящимся в состоянии испарения или конденсации, и жидкостью (рас-сол, вода), то теплопередающая поверхность должна измеряться со стороны стенки, омываемой жидкостью; при передаче тепла от жидкости к воздуху теплопередающая поверхность должна измеряться со стороны

стенки, омываемой воздухом; при передаче тепла от жидкости к жидкости теплопередающая поверхность должна измеряться со стороны стенки, представляющей большее сопротивление теплоотдаче (меньшая скорость потока, физические свойства жидкости), а при одинаковых в этом смысле условиях — со стороны стенки, подвергающейся окраске или могущей по условиям работы покрываться отложениями, затрудняющими теплопередачу; в случае равенства коэффициентов теплоперехода ($\alpha_1 \approx \alpha_2$) теоретически было бы наиболее правильно производить измерение охлаждающей поверхности по среднему диаметру.

Примеры. В секционном испарителе интенсивного действия типа Линде (диаметр труб 38/31 мм) при коэффициенте теплоперехода к испаряющемуся аммиаку $\alpha_a \approx 1100 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$ (фиг. 34) и коэффициенте теплоперехода со стороны омывающего трубы снаружи раствора CaCl_2 $\alpha_s = 1200 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$ [см. гл. VIII, уравнение (29) при $\gamma_s = 1,21, \text{ кг/л}$ $t_s = -20^\circ\text{Ц}$ и $w_s = 0,4 \text{ м/сек}$] имеем для чистой стенки при исчислении охлаждающей поверхности по среднему диаметру трубы (ввиду близких к равенству значений α_a и α_s) по точной формуле (30) коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a \cdot e} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_s}} = \frac{1}{\frac{1}{1100 \cdot 0,815} + \frac{0,0035}{50} + \frac{1}{1200}} = \frac{1}{0,00101 + 0,00007 + 0,00070} = \frac{1}{0,00178} = 562 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

При тех же условиях по формуле (7) для плоской стенки мы имели бы.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_s}} = \frac{1}{\frac{1}{1100} + \frac{0,0035}{50} + \frac{1}{1200}} = \frac{1}{0,00091 + 0,00007 + 0,00083} = \frac{1}{0,00181} = 552 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Таким образом в данном случае при исчислении охлаждающей поверхности по среднему диаметру трубы погрешность, вносимая применением простой формулы (7) для плоской стенки, приводит к преуменьшению охлаждающей поверхности по отношению к действительно необходимой в отношении $\frac{543}{550} = 0,99$, т. е. всего на 1%.

Принятое в практике измерение охлаждающей поверхности испарителя по наружному диаметру труб требует исчисления коэффициента теплопередачи по формуле (28):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a \cdot e} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_s}} = \frac{1}{\frac{1}{1100 \cdot 0,815} + \frac{0,0035}{50 \cdot 0,91} + \frac{1}{1200}} = \frac{1}{0,00111 + 0,00007 + 0,00083} = \frac{1}{0,00201} = 500 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$$

и погрешность в определении действительно необходимой охлаждающей поверхности при применении формулы (7) для плоской стенки приводят к преуменьшению охлаждающей поверхности в отношении

$$\frac{500}{550} = 0,91, \text{ т. е. на } 9\%.$$

В случае процесса теплопередачи со значительно большей разницей в значениях коэффициентов теплоперехода по обеим сторонам стенки, например, при теплопередаче в секции непосредственного испарения к испаряющемуся внутри трубы холодильному агенту от омывающего секцию воздуха, мы при применении уравнения (7) для плоской стенки и измерении охлаждающей поверхности по наружному диаметру трубы допускаем лишь ничтожную погрешность. Действительно, при $\alpha_a \approx 600 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$ и $\alpha_{возд} \approx 25 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$ по точному уравнению (28) для чистой стенки трубы диаметром 31/38 мм имеем,

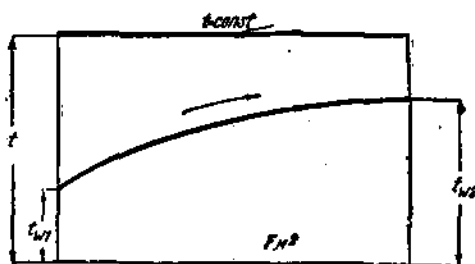
$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a \cdot e} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{возд}}} = \frac{1}{\frac{1}{600 \cdot 0,815} + \frac{0,0035}{50 \cdot 0,91} + \frac{1}{25}} = \frac{1}{0,00205 + 0,00007 + 0,04} = \frac{1}{0,0421} = 23,8 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

При тех же условиях по уравнению (7) для плоской стенки мы имели бы

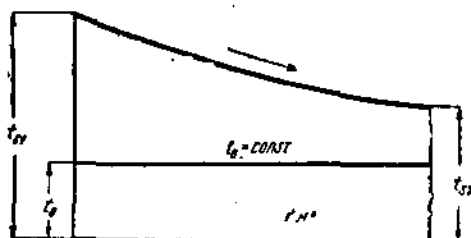
$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{из}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{возд}}}} = \frac{1}{\frac{1}{600} + \frac{0,0035}{50} + \frac{1}{25}} = \frac{1}{0,00167 + 0,00007 + 0,04} = \frac{1}{0,0417} = 24,0 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \text{ т. е. погрешность меньше } 0,5\%, \text{ и практически коэффициент теплопередачи } k \approx \alpha_{\text{возд}}.$$

§ 3. Определение средней разности температур в процессе теплопередачи.

В процессе теплопередачи через металлическую стенку количество передаваемого тепла пропорционально разности температур между участвующими в теплообмене газами, парами или жидкостями; температура последних и разницы температур между ними не остаются постоянными для



Фиг. 4.



Фиг. 5.

всей теплопередающей поверхности. Для определения размеров теплопередающей поверхности необходимо установить среднюю разность температур между отдающими и воспринимающими тепло газами, парами или жидкостями. Средняя разность температур вообще не является средней арифметической из наименьшей и наибольшей разности температур; средняя арифметическая разность температур приближается в большей или меньшей мере к действительной средней разности температур лишь в том случае, если наименьшая разность температур составляет не менее половины наибольшей разности температур.

В холодильной технике мы практически встречаемся со следующими условиями теплопередачи:

1. Более теплый агент (конденсирующийся пар) в процессе теплопередачи сохраняет постоянную температуру $t_г$, а охлаждающую температуру $t_ст$ до $t_{ст1}$ (фиг. 5).

дающая вода изменяет свою температуру с более низкой $t_{ст1}$ при входе на более высокую $t_{ст2}$ при выходе (фиг. 4).

2. Испаряющийся холодильный агент в процессе теплопередачи сохраняет постоянную температуру $t_г$, а омывающий стенку с противоположной стороны более теплый рассол понижает при этом свою температуру с $t_{ст1}$ до $t_{ст2}$ (фиг. 5).

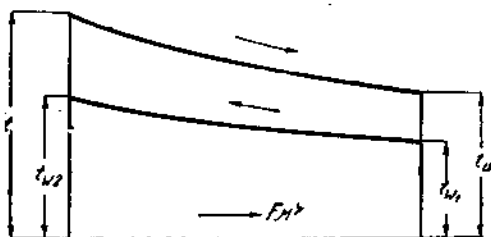
3. Оба агента в процессе теплопередачи изменяют свою температуру, осуществляя при этом параллельное друг другу движение по обеим сторонам стенки в одном направлении (параллельный ток, фиг. 6). Более

теплый агент понижает при этом свою температуру с t_1 до t_2 , а более холодный агент повышает температуру с t'_1 до t'_2 .

4. Оба агента в процессе теплопередачи изменяют свою температуру, осуществляя при этом встречное движение по обеим сторонам стенки (противоток) (фиг. 7). Более теплый агент, например, сконденсированный аммиак, при этом переохлаждается с температуры конденсации t до t_n , а охлаждающая вода повышает свою температуру с t_w до t_{w2} .

Противоток имеет то основное преимущество перед параллельным током, что при заданной температуре охлаждающей жидкости обеспечивает наибольшее понижение температуры охлаждаемой жидкости и осуществляет весь процесс теплопередачи с наименьшим температурным перепадом.

Нетрудно доказать (см. ниже), что в процессе теплопередачи средняя разность температур θ_m определяется уравнением:



Фиг. 7.

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}}, \quad (31)$$

где θ_1 и θ_2 — разности температур агентов в начале и конце охлаждения. Тогда количество переданного через стенку тепла определяется уравнением:

$$Q = k \cdot F \cdot \theta_m = k \cdot F \cdot \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = k \cdot F \cdot \frac{\theta_1 - \theta_2}{2,3 \cdot \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}}, \quad (32)$$

где 2,3 является постоянным множителем перехода от натуральных логарифмов к десятичным.

Для определения средней разности температур примем, что в единицу времени G (кг) тепловой жидкости охлаждается с температуры t на Δt и G' (кг) холодной жидкости повышают свою температуру с t' на $\Delta t'$. Обозначив соответственно через c и c' теплоемкости обеих жидкостей, имеем:

$$dQ = -G \cdot c \cdot dt = G' \cdot c' \cdot dt'. \quad (33)$$

Разница температур $\theta = t - t'$, откуда

$$d\theta = dt - dt'. \quad (34)$$

После подстановки в уравнение (34) значений dt и dt' из уравнения (33) в зависимости от направления движения жидкостей по обеим сторонам стенки (противоток или параллельный ток) имеем:

$$d\theta = -dQ \cdot \left(\frac{1}{G \cdot c} \pm \frac{1}{G' \cdot c'} \right), \quad (35)$$

причем знак плюс относится к параллельному току и знак минус — к противотоку.

Обозначив постоянное значение в скобках через M , получаем

$$d\theta = -M \cdot dQ \text{ и } \theta_1 - \theta_2 = M \cdot Q, \quad (36)$$

а приняв во внимание, что

$$dQ = k \cdot \theta \cdot dF, \quad (37)$$

имеем

$$d\theta = -M \cdot k \cdot \theta \cdot dF$$

и

$$\frac{d\theta}{\theta} = -M \cdot k \cdot dF.$$

Произведя интегрирование в пределах начального и конечного состояний и приняв M и k постоянными, имеем

$$\ln \frac{\theta_1}{\theta_2} = M \cdot k \cdot F,$$

или

$$M = \frac{1}{k \cdot F} \cdot \ln \frac{\theta_1}{\theta_2}. \quad (38)$$

После подстановки значения M в уравнение (36) получаем

$$Q = k \cdot F \cdot \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = k \cdot F \cdot \theta_m, \quad (39)$$

где средняя разность температур

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \theta_1 \cdot \frac{1 - \frac{\theta_2}{\theta_1}}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \theta_1 \cdot \frac{1 - \frac{\theta_2}{\theta_1}}{2,3 \cdot \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}}. \quad (40)$$

Таким образом, для определения средней разности температур θ_m достаточно иметь значения лишь начальных и конечных разностей температур. Вычисления θ_m при помощи табл. 4 может быть значительно упрощено; в ней вычислены значения θ_m для различных отношений $\frac{\theta_2}{\theta_1}$ при $\theta_1 = 1$.

Таблица 4.
Определение средней разности температур.

$\frac{\theta_2}{\theta_1}$	для $\theta_1 = 1$	$\frac{\theta_2}{\theta_1}$	для $\theta_1 = 1$
0,0025	0,167	0,20	0,497
0,005	0,188	0,21	0,506
0,01	0,215	0,22	0,515
0,02	0,251	0,23	0,524
0,03	0,276	0,24	0,533
0,04	0,298	0,25	0,542
0,05	0,317	0,30	0,581
0,06	0,336	0,35	0,620
0,07	0,350	0,40	0,655
0,08	0,364	0,45	0,690
0,09	0,378	0,50	0,722
0,10	0,391	0,55	0,753
0,11	0,403	0,60	0,783
0,12	0,415	0,65	0,812
0,13	0,427	0,70	0,841
0,14	0,438	0,75	0,869
0,15	0,448	0,80	0,897
0,16	0,458	0,85	0,924
0,17	0,468	0,90	0,950
0,18	0,478	0,95	0,975
0,19	0,488	1,00	1,0

Величины погрешностей, вносимых в расчеты при определении средней разности температур по среднему арифметическому значению из начальной и конечной разностей температур, приведены в табл. 4а.

Таблица 4а.

$\frac{\theta_2}{\theta_1}$	1	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	0,1	0,01
$\frac{\theta_m \text{ (арифм.)}}{\theta_m \text{ (логарифм.)}}$	1	1,014	1,038	1,099	1,154	1,210	1,41	2,35

§ 4. Значения коэффициентов теплоперехода для капельных жидкостей и газов.

Значения коэффициентов теплоперехода для капельных жидкостей и газов с принужденным течением в трубах или каналах находятся в сложной зависимости от скорости и условий движения жидкости или газа и от физических состояний и свойств агентов, как то: теплоемкости; удельного веса, коэффициента теплопроводности среды, ее температуры и коэффициента внутреннего трения (вязкости); кроме того, на значение коэффициентов теплоперехода влияют форма и соотношения размеров стенки, а также ее состояние (шероховатость). Ввиду многообразия применяемых в холодильной технике агентов и конструкций аппаратов в целях максимального обобщения расчетов и результатов испытаний необходимо пользоваться обобщенными формулами теплопередачи, обработанными на основе теории подобия, а не частными полуэмпирическими формулами.

В последующих расчетах (гл. VIII и IX) мы применяем нижеследующие формулы:

а) Коэффициент теплоперехода для принужденного течения капельной жидкости в трубе (уравнение Штендер-Меркеля):

$$\alpha_a = 0,153 \cdot \lambda_a \cdot \left(\frac{\gamma'}{a \cdot \eta'} \right)^{0,435} \cdot \frac{w^{0,87}}{d^{0,75}} \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}, \quad (41)$$

где λ_a — коэффициент теплопроводности жидкого холодильного агента (кал/м час $^\circ\text{Ц}$),

$a = \frac{\lambda_a}{c \cdot \gamma'}$ — коэффициент температуропроводности агента (м²/час).

γ' — объемный вес агента (кг/м³),

η' — коэффициент вязкости жидкости (кг. сек/м²),

c — теплоемкость агента (кал/кг $^\circ\text{Ц}$),

d — диаметр трубы (м),

w — скорость движения агента в трубе (м/сек).

Если сечение трубы или канала не круглое, то вместо диаметра трубы d в формулу вводится гидравлический диаметр сечения

$$d_k = \frac{4f}{u}, \quad (42)$$

где f — площадь прохода некруглого сечения, а u — периметр участвующего в теплообмене контура.

Таким образом для кольцевого сечения двухтрубного элемента с внутренним диаметром наружной трубы D и внешним диаметром внутренней трубы d имеем по уравнению (42) гидравлический диаметр

$$d_k = \frac{D^2 - d^2}{d}, \quad (43)$$

а для элемента из i труб диаметром d внутри большой трубы diam. D имеем:

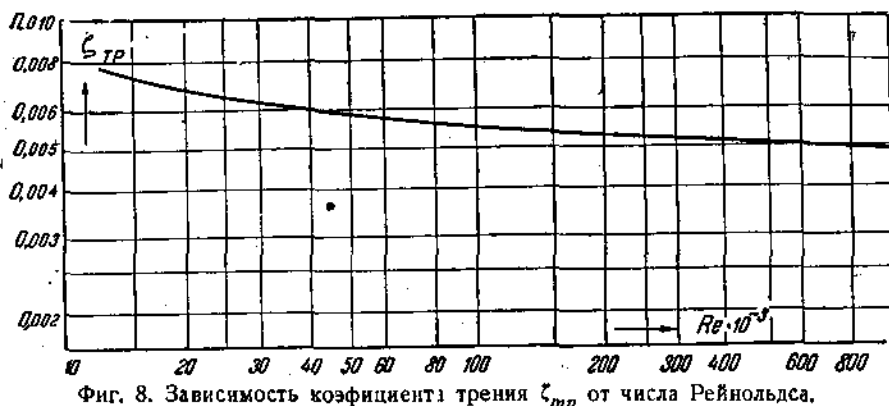
$$d_k = \frac{D^2 - i \cdot d^2}{i \cdot d}. \quad (44)$$

б) Коэффициент теплоперехода для газов или перегретых паров, текущих в трубах (уравнение Нуссельта):

$$\alpha_a = 18,1 \cdot \frac{\lambda_a}{d} \cdot \left[\frac{w \cdot d \cdot \gamma' \cdot c}{\lambda_a} \right]^{0,785} \text{ (кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц)}. \quad (45)$$

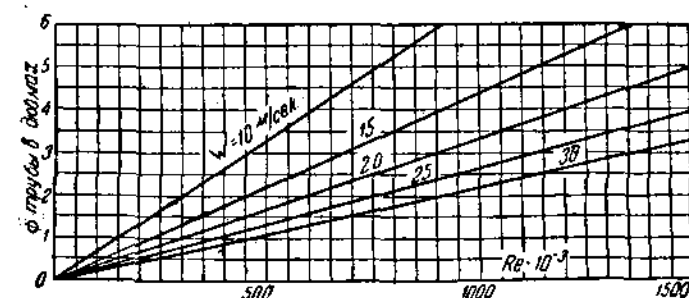
В случае некруглого сечения в формулу (45) также вводится гидравлический диаметр сечения d_k по уравнению (42).

Опыты показывают, что перегретый пар конденсируется на теплопередающей стенке, если температура последней ниже температуры насыщения при соответствующем давлении. Новейшие опыты М. Якоба¹ показы-



Фиг. 8. Зависимость коэффициента трения $\zeta_{тр}$ от числа Рейнольдса.

вают, что от перегретого пара к стенке в последнем случае переходит примерно столько же тепла, сколько и от насыщенного пара. Формула (45) имеет поэтому в дальнейшем ограниченное применение для тех случаев теплопередачи, когда температура стенки выше температуры насыщения



Фиг. 9. Диаграмма значений числа Рейнольдса в зависимости от диаметра трубы и скорости потока паров аммиака.

при соответствующем давлении, в противном случае определение размеров теплопередающих поверхностей производится по суммарной тепловой нагрузке без разделения на зоны перегрева и насыщения.

Следует отметить, что явления теплообмена самым тесным образом связаны с явлениями гидродинамическими, так как и значения коэффициентов теплоперевода и значения коэффициентов трения в трубах являются функциями числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g}, \quad (46)$$

в котором

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{\eta}{\gamma \cdot g} \text{ (м}^2\text{/сек)}$$

означает „кинематическую вязкость“.

На фиг. 8, на основе работы Иллинойского университета² дана в логарифмическом масштабе зависимость коэффициента трения $\zeta_{тр}$ от числа Рейнольдса для перегретых паров аммиака, полученных из опыта с трубой диаметром в 1 дюйм.

¹ M. Jacob, S. Erk, H. Eck, Forschung, 3 Bd., H. 4, 1932.

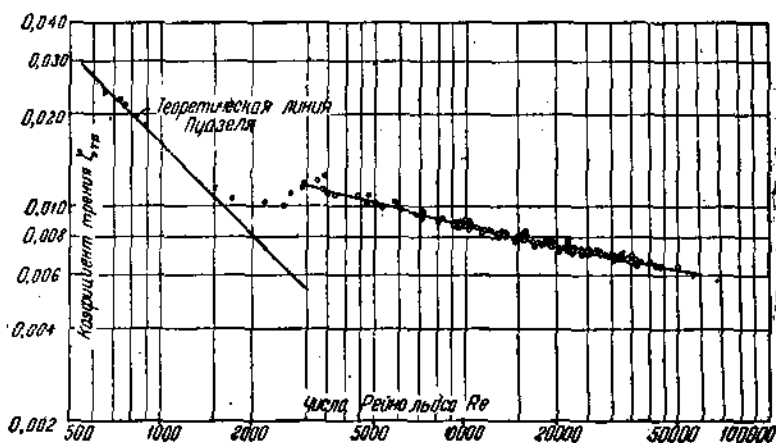
² John C. Reed and Edgar E. Ambrosius, Refrigerating Engineering, Februar 1930.

На фиг. 9 приведена диаграмма изменений числа Рейнольдса в зависимости от диаметра трубы и скорости потока перегретых паров аммиака в нагнетательной линии и в конденсаторе.

Приведенные кривые дают возможность определять потерянный напор в трубах

$$\Delta P = \lambda_{тр} \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} = 4\zeta_{тр} \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad (47)$$

и производить правильный подбор сечений трубопроводов. Сравнение коэффициентов $\zeta_{тр}$ для аммиака, воздуха и водяного пара в границах изменения числа Рейнольдса от 50 000 до 300 000 показывает их близкое совпадение. При меньших значениях чисел Рейнольдса значения коэффициентов трения для водяного пара и воздуха оказываются несколько более высокими.



Фиг. 10. Зависимость коэффициента трения $\zeta_{тр}$ от числа Рейнольдса для соляных растворов.

На фиг. 10 в логарифмическом масштабе даны значения коэффициентов трения в трубах $\zeta_{тр}$ для соляных растворов в зависимости от числа Рейнольдса.

Эти зависимости в турбулентной области ($Re > 2320$) могут быть выражены уравнениями

$$\zeta_{тр} = 0,0791 \cdot Re^{-0,25} \quad (48)$$

для $Re < 100\,000$ (Блазиус) и

$$\zeta_{тр} = 0,0008 + 0,055 \cdot Re^{-0,237} \quad (48a)$$

для $Re > 100\,000$ (Никуралзе).

Ввиду значительного влияния вязкости агента на значения коэффициентов теплоперехода в табл. 5 приведены значения вязкостей для жидкостей η' и сухих насыщенных паров η'' основных холодильных агентов в зависимости от температуры по данным Штакельбека (H. Stakelbeck) (Холодильный институт в Карлсруэ) и сопоставлены с соответствующими значениями для водяного пара.

Планк¹ установил, что среднее арифметическое значение из $\varphi' = \frac{1}{\eta'}$ и $\varphi'' = \frac{1}{\eta''}$ является линейной функцией температуры:

$$\frac{\varphi' + \varphi''}{2} = \alpha - \beta \cdot t,$$

¹ R. Plank, Zählgeit von Gasen und Dämpfen, Forschung, Bd. 4, H. 1, 1933.

Таблица 5.

t° Ц	H ₂ O		NH ₃		SO ₂		CO ₂		CH ₃ Cl	
	$\eta' \cdot 10^6$	$\eta'' \cdot 10^6$	$\eta' \cdot 10^6$	$\eta'' \cdot 10^6$	$\eta' \cdot 10^6$	$\eta'' \cdot 10^6$	$\eta' \cdot 10^6$	$\eta'' \cdot 10^6$	$\eta' \cdot 10^6$	$\eta'' \cdot 10^6$
-20	—	—	25,75	1,11	49,50	1,08	—	—	31,50	1,05
-15	—	—	—	—	—	—	11,79	1,68	—	—
-10	—	—	25,10	1,15	44,45	1,15	11,34	1,70	30,70	1,10
± 0	183,3	0,922	24,36	1,20	39,25	1,25	10,27	1,77	29,66	1,16
+ 5	—	—	—	—	—	—	—	—	29,14	1,20
+10	—	—	23,42	1,26	33,75	1,38	8,86	1,87	28,68	1,23
+20	102,4	0,994	22,6	1,32	27,80	1,54	7,15	2,07	27,50	1,33
+30	—	—	—	—	—	—	4,85	2,40	—	—

пользуясь чем, можно с очень большой степенью точности определять η'' по η' .

Для H₂O — $\alpha = 0,5395$ и $\beta = 0,00128$, для NH₃ — $\alpha = 0,4375$ и $\beta = 0,0017$, для SO₂ — $\alpha = 0,4105$ и $\beta = 0,0034$, для CO₂ — $\alpha = 0,3305$ и $\beta = 0,00065$, для CH₃Cl — $\alpha = 0,4440$ и $\beta = 0,0044$.

В табл. 6, 7, 8 и 9 приведены значения вязкостей для основных холодильных агентов в зависимости от давления и температуры (область перегретых паров и переохлажденных жидкостей) по данным Штакельбека (Холодильный институт в Карлсруэ).

Коэффициенты теплопроводности холодильных агентов λ_a , влияющие на значения коэффициентов теплоперехода [уравнения (41) и (45)], еще недостаточно исследованы; мы располагаем пока лишь нижеследующими предварительными значениями:

а) Для жидкостей при температуре +20° Ц:

$$\text{H}_2\text{O} - \lambda_w = 0,505 \text{ кал/м час}^\circ\text{Ц} \text{ и соответственно } a = \frac{\lambda}{\gamma'} = \frac{0,505}{1,0 \cdot 998} = 0,00051 \text{ м}^2/\text{час}$$

$$\text{NH}_3 - \lambda_{\text{NH}_3} = 0,5 \text{ кал/м час}^\circ\text{Ц} \text{ и соответственно } a = \frac{0,5}{1,14 \cdot 610} = 0,00072 \text{ м}^2/\text{час}$$

$$\text{SO}_2 - \lambda_{\text{SO}_2} = 0,29 \text{ кал/м час}^\circ\text{Ц} \text{ и соответственно } a = \frac{0,29}{0,35 \cdot 1383} = 0,000595 \text{ м}^2/\text{час}$$

$$\text{CO}_2 - \lambda_{\text{CO}_2} = 0,18 \text{ кал/м час}^\circ\text{Ц} \text{ и соответственно } a = \frac{0,18}{1,0 \cdot 770} = 0,000234 \text{ м}^2/\text{час}.$$

Таким образом, пользуясь уравнением (41) и вышеприведенными значениями λ_a и η' , имеем следующие соотношения в значениях коэффициентов теплоперехода для жидкого аммиака и воды при +20° Ц:

$$\frac{a'_{\text{NH}_3}}{a_w} = \frac{\lambda_{\text{NH}_3}}{\lambda_w} \cdot \left[\left(\frac{\gamma'}{a \cdot \eta'} \right)_{\text{NH}_3} \cdot \left(\frac{a \cdot \eta'}{\gamma'} \right)_w \right]^{0,435}, \quad (49)$$

или

$$\frac{a'_{\text{NH}_3}}{a_w} = \frac{0,5}{0,505} \left[\frac{610 \cdot 10^6}{0,00072 \cdot 22,6} \cdot \frac{0,00051 \cdot 102}{998 \cdot 10^6} \right]^{0,435} = 1,96^{0,435} = 1,33. \quad (50)$$

ТАБЛИЦА 6.
Значения вязкостей $\eta \cdot 10^6$ (кг·сек/м²) для NH₃.

p атм	-20°	-10°	0°	+10°	+20°	+45°	+80° Ц
1	0,88	0,92	0,95	0,99	1,02	1,12	1,24
2	22,78	0,98	0,98	1,01	1,04	1,12	1,24
4	26,47	25,52	1,09	1,06	1,09	1,13	1,25
6	27,04	26,16	24,98	1,20	1,16	1,15	1,26
8	27,52	26,67	25,58	24,10	1,27	1,13	1,29
10	27,89	27,10	26,07	24,64	22,81	1,23	1,31
12	28,20	27,44	26,45	25,08	23,33	1,30	1,36
14	28,45	27,75	26,77	25,43	23,72	1,39	1,41
16	28,66	27,98	27,02	25,70	24,03	1,49	1,49
18	28,85	28,18	27,24	25,93	24,28	—	1,60
20	29,02	28,36	27,42	26,13	24,49	—	1,73

ТАБЛИЦА 7.
Значения вязкостей $\eta \cdot 10^6$ (кг·сек/м²) для SO₂.

p атм	-20°	-10°	0°	+10°	+20°	+30°	+40° Ц
0,5	1,07	1,11	1,15	1,21	1,26	1,32	1,39
1,0	50,00	1,14	1,19	1,24	1,28	1,33	1,40
1,5	50,63	45,20	1,24	1,28	1,31	1,34	1,41
2,0	51,20	45,85	40,00	1,33	1,36	1,36	1,43
2,5	51,63	46,33	40,57	33,95	1,41	1,38	1,45
3,0	52,00	46,80	41,05	34,48	1,48	1,42	1,47
3,5	52,30	47,20	41,45	34,95	27,94	1,47	1,50
4,0	52,55	47,55	41,83	35,35	28,40	1,55	1,54
4,5	52,82	47,86	42,13	35,72	28,85	1,65	1,59
5,0	53,02	48,15	42,43	36,00	29,24	—	1,65
5,5	53,20	48,41	42,70	35,28	29,55	—	1,72
6,0	53,35	48,65	42,92	36,50	29,88	—	1,80

ТАБЛИЦА 8.
Значения вязкостей $\eta \cdot 10^6$ (кг·сек/м²) для CO₂.

p атм	-15°	-10°	0°	+10°	+20°	+30°	+40°Ц
5	1,38	1,40	1,42	1,45	1,49	1,52	1,60
10	1,43	1,45	1,45	1,47	1,51	1,54	1,62
15	1,50	1,50	1,49	1,48	1,53	1,56	1,64
20	1,58	1,56	1,53	1,51	1,55	1,58	1,67
25	11,85	1,64	1,57	1,55	1,58	1,62	1,63
30	12,04	11,44	1,63	1,59	1,61	1,65	1,72
35	12,24	11,66	1,76	1,61	1,65	1,69	1,76
40	12,33	11,85	10,56	1,71	1,70	1,73	1,80
45	12,47	12,02	10,82	1,83	1,75	1,77	1,85
50	12,60	12,16	11,06	9,14	1,82	1,82	1,90
55	12,72	12,30	11,27	9,45	1,92	1,88	1,95
60	12,82	12,43	11,47	9,73	7,27	1,96	2,01
65	12,93	12,54	11,66	10,00	7,66	2,07	2,09
70	13,01	12,66	11,83	10,22	8,01	2,24	2,18
75	13,13	12,78	12,01	10,45	8,32	5,06	2,30
80	13,23	12,90	12,15	10,66	8,60	5,61	2,47
85	13,34	13,01	12,23	10,86	8,87	6,08	2,80
90	13,44	13,12	12,43	11,06	9,10	6,51	3,32
95	13,53	13,23	12,55	11,23	9,33	6,87	4,02
100	13,62	13,33	12,67	11,41	9,54	7,21	4,70

ТАБЛИЦА 9.
Значения вязкостей $\eta \cdot 10^6$ (кг·сек/м²) для CH₃Cl.

p атм	-20°	-10°	0°	+10°	+20°	+30°Ц
0,5	0,89	0,95	0,99	1,04	1,09	1,13
1,0	0,95	0,99	1,02	1,05	1,10	1,13
1,5	31,77	1,05	1,05	1,06	1,10	1,14
2,0	32,15	3,91	1,03	1,03	1,11	1,14
2,5	32,48	31,21	1,14	1,11	1,13	1,15
3,0	32,74	31,55	30,15	1,15	1,15	1,16
3,5	32,97	31,80	30,42	1,21	1,18	1,18
4,0	33,18	32,03	31,65	28,90	1,22	1,21
4,5	33,36	32,23	30,87	29,15	1,27	1,24
5,0	33,53	32,40	31,05	29,33	27,53	1,23
5,5	33,66	32,54	31,18	29,55	27,72	1,36
6,0	33,77	32,67	31,32	29,70	27,87	1,43
6,5	33,85	32,78	31,42	29,82	27,98	1,54
7,0	33,90	32,84	31,50	29,90	28,06	2,90

Соответственно имеем для SO_2 :

$$\frac{\alpha'_{\text{SO}_2}}{\alpha'_w} = \frac{0,29}{0,505} \left[\frac{1,383 \cdot 10^6}{0,000595 \cdot 27,8} \cdot \frac{0,00051 \cdot 102}{998 \cdot 10^6} \right]^{0,435} = 0,575 \cdot 1,9 = 1,09, \quad (51)$$

и для

$$\frac{\alpha'_{\text{CO}_2}}{\alpha'_w} = \frac{0,18}{0,505} \left[\frac{770 \cdot 10^6}{0,000234 \cdot 7,15} \cdot \frac{0,00051 \cdot 102}{998 \cdot 10^6} \right]^{0,435} = 0,356 \cdot 3,98 = 1,42. \quad (52)$$

б) Для перегретых паров:

$$\lambda_{\text{NH}_3} = 0,015 \cdot [1 + 0,0044 \cdot t], \quad (53)$$

$$\lambda_{\text{CO}_2} = 0,0122 \cdot [1 + 0,00312 \cdot t], \quad (54)$$

$$\lambda_{\text{CH}_3\text{Cl}} = 0,00725 \cdot [1 + 0,00767 \cdot t]. \quad (55)$$

Вопрос об оценке значений коэффициентов теплоперехода α''_a в процессе конденсации и испарения холодильного агента является значительно более сложным и подробно рассматривается нами ниже в гл. VIII („Испарители“) и гл. IX („Конденсаторы“) применительно к типам и конструкциям аппаратов.

Примечание. Зависимости коэффициентов теплоперехода от свойств и условий протекания рабочих веществ, приведенные выше в развернутом виде, даются теорией подобия в форме

$$Nu = f(Re, Pr), \quad (56)$$

где

$$Nu = \alpha \frac{d}{k} \quad (57)$$

есть приведенный коэффициент теплоперехода, Re характеризует турбулентность потока, а

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta c g}{k} \quad (58)$$

зависит лишь от свойств самого вещества, или в форме

$$Nu = f(Re, Pe), \quad (59)$$

где

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{w'}{a} = \frac{wd \gamma c}{k}. \quad (60)$$

Ур-ние Штендер-Меркеля в общем виде

$$Nu = 0,117 \cdot Pe^{0,435} Re^{0,435} = 0,0117 \cdot Pr^{0,435} Re^{0,87} \quad (61)$$

отличается от ур-ния (41) лишь числовым множителем, что обусловлено вынесением в коэффициент чисел 9,81 и 3 600 в соответствующей степени. Ур-ние Нуссельта

$$Nu = 0,0257 \cdot Pe^{0,786} = 0,0257 \cdot Pr^{0,786} Re^{0,786} \quad (62)$$

отличается от ур-ния (45) коэффициентом по той же причине.

Новые исследования привели к ур-нию Крауссольтда, действительному и для жидкостей и для газов

$$Nu = 0,024 \cdot Pr^{0,33} Re^{0,9}, \quad (63)$$

которое практически совпадает с ур-нием (62) для газов, где Pr близко к 1, но для жидкостей дает меньшие значения α , чем ур-ние (41). Ур-ние Крауссольтда действительно для $Re > 10\,000$; при $3\,000 < Re < 10\,000$ α спадает круче со снижением Re , чем это следует по ф-ле (63). Дальнейшие данные могут быть найдены в нижеперечисленной специальной литературе.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛ. VII.

(относится также к гл. VIII, IX и XII).

А. На русском языке.

1. Гаусбранд Э., Выпаривание, конденсация и охлаждение, перев. с нем. изд. МВТУ, Москва 1929.
2. Гребер Г., Введение в теорию теплопередачи, перев. с нем., ГНТИ, Москва 1929.
3. Меркель Ф., Основы теплопередачи, перев. с нем., ГИЗ, Ленинград 1929.
4. Палак Р. П., Новейшие течения в холодильной технике, Энергоиздат, 1932.
5. Тей-Бош, Теплопередача, перев. с нем., Нефтяное изд., Москва — Ленинград 1930.
6. Техническая энциклопедия. Справочник физических, химических и технологических величин (см. т. I — плотности, физические свойства; т. IV — охлаждающие соляные растворы; т. V — соотношения между параметрами $P-V-T$ для однофазных систем; т. VI — растворимость солей; т. VII — кинетика физических процессов, теплоемкость, теплопроводность; т. X — поверхностное натяжение, вязкость), Государственное словарно-энциклопедическое изд., Москва 1929—1933.
7. Шап А. Теплопередача в промышленных установках, перев. с нем. Энергоиздат, 1933.
8. Яблонский В. С. и Шумилов П. П., Практический курс по теории теплопередачи, Нефтяное изд. 1932.

Б. На английском языке.

9. Gould Richard E. and Levy Marion I., Flow of Brine in Pipes, Engineering Experiment Station, University of Illinois, Bulletin № 182, Urbana 1928.
- *10. Investigating the Conditions of Heat Transfer. Fluid Friction as a Factor. Ice and Cold Storage, Vol. XXXVI, № 418, London Jan. 1933.
11. Kirkbride C. G. and McCabe W. L., Heat Transfer to Liquids in Viscous Flow, Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 23, № 6, Washington 1931.
12. Kraitz Alonzo P., MacIntire Horace J., Gould Richard E., Flow of Liquids in Pipes of Circular and Annular Cross-Sections, Engineering Experiment Station, University of Illinois, Bulletin № 222, Urbana 1931.
- *13. Linebaugh J. E. Flow of Superheated Refrigerants in Copper Tubing, Refrigerating Engineering, Vol. 26 № 2, New York Aug. 1933.
14. Reed John C. and Ambrosius Edgar E., The Flow of Superheated Ammonia in One-Inch Extra Heavy Black Steel Pipe, Refrigerating Engineering, Vol. 19, № 2, New York Feb. 1930.
15. Reed John C. and Ambrosius Edgar E., The Determination of Pressure Drop, Ice and Cold Storage Vol. XXXV, № 409, London Apr. 1932.

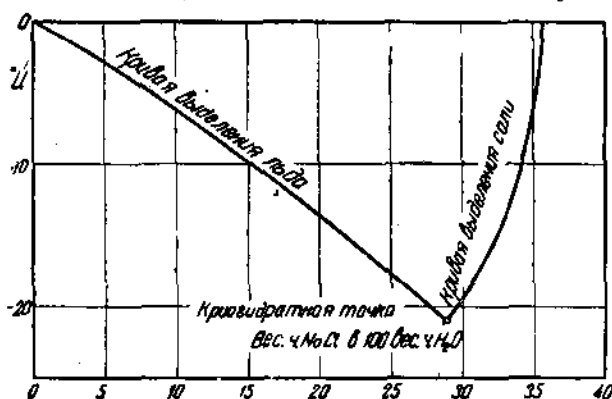
В. На немецком языке.

16. Ackermann G., Die Wärmeabgabe eines horizontalen geheizten Rohres an kaltes Wasser bei natürlicher Konvektion, Forschung, Bd. 3, № 8, Berlin 1932.
17. Altenkirch E., Graphische Ermittlung von Heiz- und Kühlflächen bei ungleichmässiger Wärmeaufnahmeffähigkeit der Wärmeträger, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 27 Jahrg., 12 Heft, Berlin 1914.
- *18. Barth H. Nomogramm zur Berechnung von Wärmeübergangszahlen mit 10 Tafeln, Beilieg zur Ztschr. für die gesamte Kälte-Industrie, Reihe I, Heft 4, Verlag: Gesellschaft für Kältewesen m. b. H., Berlin 1933.
19. Erk S., Zähigkeit und Strömungswiderstand von kalten Flüssigkeiten und Gasen, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 31 Jahrg., 5 Heft, Dissen 1924.
20. Hirsch M., Die Kältemaschine. Zweite Auflage, Verlag J. Springer, Berlin 1932.
- *21. Hofmann Ernst, Die Prandtl'sche Gleichung des Wärmeübergangs und ihre Anwendung in der Kältetechnik, Ztschr. für die gesamte Kälte-Industrie, 40, Jahrg. Hefte 10 & 11, Berlin 1933.
- *22. Kardos A., Die Wärmeleitfähigkeit verschiedener Flüssigkeiten, Ztschr. für die gesamte Kälte-Industrie 41, Jahrg., Hefte I & 2, Berlin 1934.
- *23. Kardos A. Theorie der Wärmeleitung von Flüssigkeiten, Forschung, Bd. 5, 1, Berlin, 1934.
- *24. Kraussold H., Die Wärmeübertragung an Flüssigkeiten in Rohren bei turbulenter Strömung, Forschung, Bd. 4, № 1, Berlin 1933.
25. Kraussold H. Neue amerikanische Untersuchungen über den Wärmeübergang an Flüssigkeiten bei laminarer Strömung, Forschung Bd. 3, 1, Berlin 1932.
26. Kraussold H. Die Wärmeübertragung bei zihen Flüssigkeiten in Rohren. Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 351, Berlin, 1932.
27. Lorenz H., Rohrleitfand und Wärmeübergang, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 35 Jahr, 8 Hef., Berlin 1928.

28. Lorenz H., Die Energieverluste in Rohrerweiterungen und Krümmern, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 36 Jahrg., 7 Heft, Berlin 1929.
29. Nusselt W., Der Wärmeaustausch zwischen Wand und Wasser im Rohr, Forschung, Bd. 2, № 9, Berlin 1931.
30. Plank R., Über die Zähigkeit von Gasen und Dämpfen, Forschung, Bd. 4, № 1, Berlin 1933.
- *31. Plank R. Die Zähigkeit von Äthylchlorid und Methylchlorid, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 40 Jahrg., 11, Heft, Berlin 1933.
- *32. Pohl W., Einfluss der Wandrauigkeit auf den Wärmeübergang an Wasser, Forschung, Bd. 4, № 5, Berlin 1933.
33. Stakelbeck H., Über die Zähigkeit verschiedener Kältemittel im flüssigen und dampfförmigen Zustand in Abhängigkeit von Druck und Temperatur, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 40 Jahrg., 3 Heft, Berlin 1933.
34. Schmidt E. und Sellschopp W., Wärmeleitfähigkeit des Wassers, Forschung, Bd. 3, № 6, Berlin 1932.
35. Ulsamer J., Die Wärmeabgabe eines Drahtes oder Rohres an einen senkrecht zur Achse strömenden Gas- oder Flüssigkeitsstrom, Forschung, Bd. 3, № 2, Berlin 1932
-

§ 1. Общие свойства и коэффициенты теплоперехода соляных растворов.

Испарение холодильного агента за счет отнятия тепла подлежащей охлаждению среды, являющееся целью осуществляемого рабочего процесса

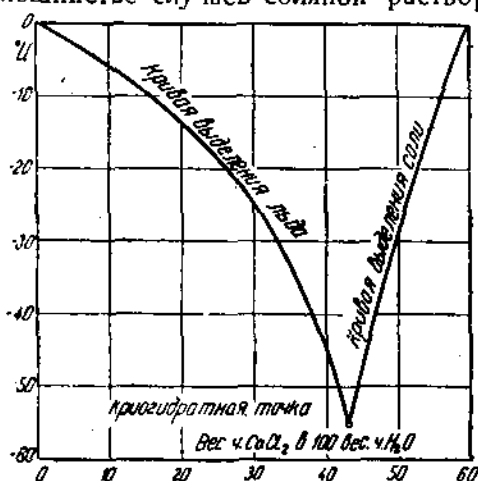


Фиг. 11. Кривые выделения льда и соли из раствора NaCl.

холодильных установок. Группа „а“—собственно испарители для охлаждения жидкостей—является наиболее распространенной; промежуточным холодоносителем служит в большинстве случаев соляной раствор, называемый рассолом. Температурные пределы применимости и необходимая концентрация разных рассолов определяются кривыми выделения льда и соли (фиг. 11—13).

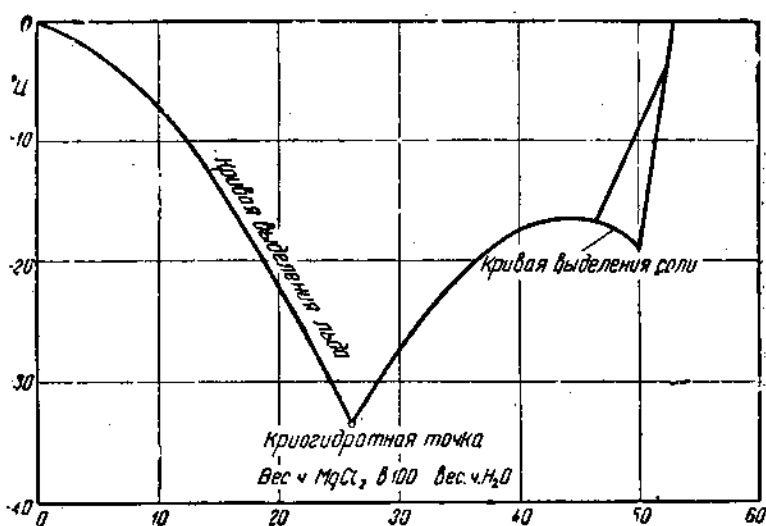
Если, например, раствор, содержащий 15 весовых частей NaCl на 100 весовых частей воды, подвергается охлаждению, начиная, допустим, с 0°, то его состав остается неизменным, пока температура охлаждения не достигнет — 10° C; при достижении этой температуры начинается выделение из раствора кристаллов льда. Если процесс охлаждения будет продолжаться дальше, то процесс выделения кристаллов будет продолжаться, а раствор будет становиться все более и более насыщенным. Изменение его состо-

холодильной машины производится либо а) в аппаратах, охлаждающих жидкость—промежуточный холодильный агент—служащую для дальнейшей передачи холода, либо б) в воздухоохладителях непосредственного испарения, рассматриваемых в гл. XII, либо в) в змеевиках холодильных камер и специальных аппаратах технологического назначения (рыбозаморозильные шкафы, кристаллизаторы парафина и т. п.), изучаемых в курсе



Фиг. 12. Кривые выделения льда и соли из раствора CaCl₂.

яния будет характеризоваться на фиг. 11 движением вниз по кривой выделения льда, пока температура раствора не достигнет наинизшей температуры криогидратной точки. Криогидратная точка определяет ту концентрацию и ту температуру, при которых раствор затвердевает в виде однородной массы. Затвердевание в криогидратном состоянии происходит для NaCl при $-21,2^\circ \text{C}$, для CaCl_2 — при -55°C , для MgCl_2 — при $-33,6^\circ$ при содержании соли в 100 весовых частях воды соответственно: для NaCl — 28,9 весовых частей, для CaCl_2 — 42,5 весовых частей, для MgCl_2 — 27,6 весовых частей. Теплота плавления криогидрата NaCl — 56,4 ккал/кг, криогидрата CaCl_2 — 50,8 ккал/кг. Кривая насыщения раствора характеризует протекание процесса охлаждения раствора, если концентрация его в начале охлаждения выше, чем в криогидратной точке. Во время процесса охлаждения раствора происходит выделение из него соли по кривой насыщения раствора вниз, а концентрация раствора при этом уменьшается, пока не



Фиг. 13. Кривые выделения льда и соли из раствора MgCl_2 .

будет достигнуто состояние криогидратной точки и остающийся раствор не замерзнет в виде однородной массы.

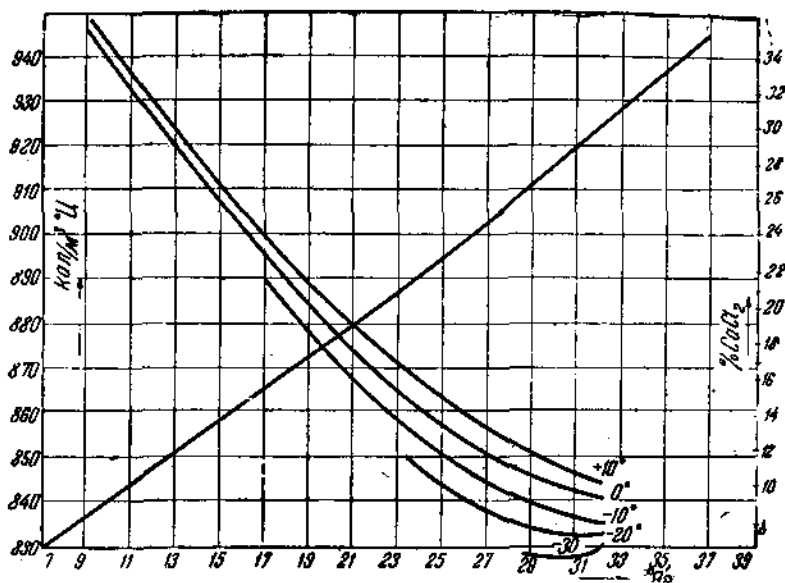
Криогидратная точка определяет собой ту наинизшую температуру, до которой данный холодильный агент может находить себе применение.

Помимо значения наинизшей температуры выделения льда, достижимой с данным рассолом, большое практическое значение имеют и те концентрации, которые должны быть приданы раствору для получения потребных точек замерзания: чем больше концентрации, тем меньше теплоемкость, причем понижение теплоемкости идет интенсивнее, чем повышение удельного веса, так что с повышением концентрации объемные теплоемкости $C = c \cdot \gamma_s$ в большинстве случаев падают (фиг. 14), что означает увеличение работы насосов.

В приложениях даны теплоемкости рассолов по концентрациям для разных температур, заимствованные из „Германских правил испытания холодильных машин“. Данные об удельном весе растворов тех же солей при разных температурах, отсутствующие в германских „Правилах“, взяты из сообщения Джессупа (Бюро стандартов САСШ)¹.

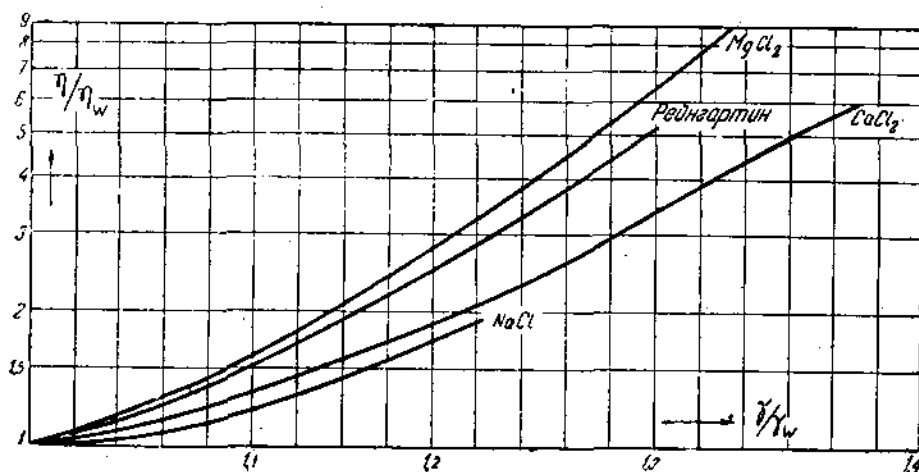
¹ Jessup, Refr. Eng-g, XII, 1925.

Весьма сильно возрастает с увеличением концентрации растворов вязкость;



Фиг. 14. Объемная теплоемкость раствора CaCl_2 .

характер этой зависимости иллюстрируется фиг. 15, самые же значения вязкости по опытам Штакельбека и Планка¹ и общества „Кюльзоле“² даны в приложениях. Понижение температуры также резко увеличивает вязкость причем зависимость вязкости от температуры в основном степенная;



Фиг. 15. Зависимость вязкостей растворов от удельного веса.

Значительно меньше зависит от удельного веса и температуры теплопроводность рассолов, вообще близкая к теплопроводности воды. По Линге отношение теплопроводности раствора к теплопроводности воды может

¹ Z. f. d. g. K. I., № 6—7, 1929.

² Z. f. d. g. K. I., № 4, 1928.

быть принято независимым от температуры и линейно убывающим с удельным весом (фиг. 16).

Значения теплопроводности и вязкости для воды, применяемой в качестве холодоносителя при температурах выше 0°C , даны в фиг. 17.

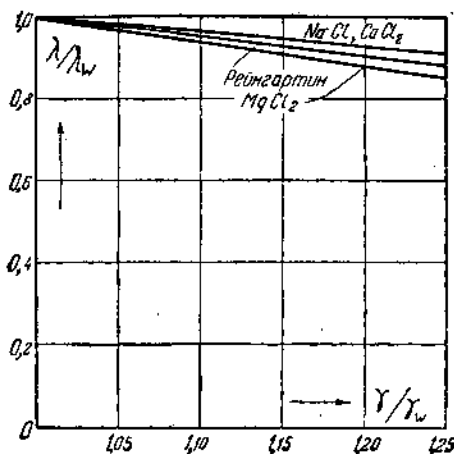
Физические свойства рассолов оказывают значительное влияние на коэффициент теплоперехода. Уравнение Штендер-Меркеля для капельной жидкости [гл. VII, уравнение (41)] приведено Линде¹ к виду:

$$\alpha_s = b \cdot \frac{w_s^{0,87}}{a^{0,13}}, \quad (1)$$

где коэффициент

$$\begin{aligned} b &= 0,153 \cdot \lambda_s \cdot \left(\frac{\gamma'}{a \cdot \eta'} \right)^{0,435} = \\ &= 0,153 \cdot \gamma'^{0,87} \cdot \frac{\lambda_s^{0,565} \cdot c^{0,435}}{\eta'^{0,435}} \end{aligned} \quad (2)$$

является функцией удельного веса γ' ($\text{кг}/\text{м}^3$), вязкости η' ($\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$), теплопроводности λ_s ($\text{кал}/\text{м} \cdot \text{час} \cdot ^{\circ}\text{C}$) и теплоемкости c ($\text{кал}/\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$) рассола. В свою очередь, как мы видели, η' , λ_s и c суть функции концентрации раствора, характеризуемой значением γ' , и его температуры; в пределах от -30° до $+10^{\circ}$ действительны с достаточным приближением следующие линейные зависимости:



Фиг. 16. Зависимость коэффициентов теплопроводности растворов от удельного веса.

Таблица 10.

Жидкость	Значения коэффициента b
Вода	$1750 \cdot (1 + 0,017 \cdot t)$
NaCl — раствор	$1750 \cdot (1 + 0,017 \cdot t) \cdot [1 - 1,2 (\gamma_s - 1)]$
CaCl ₂ — раствор	$1750 \cdot (1 + 0,017 \cdot t) \cdot [1 - 1,5 (\gamma_s - 1)]$
MgCl ₂ — раствор	$1750 \cdot (1 + 0,017 \cdot t) \cdot [1 - 2,4 (\gamma_s - 1)]$
Рейнгартин	$1750 \cdot (1 + 0,017 \cdot t) \cdot [1 - 1,8 (\gamma_s - 1)]$

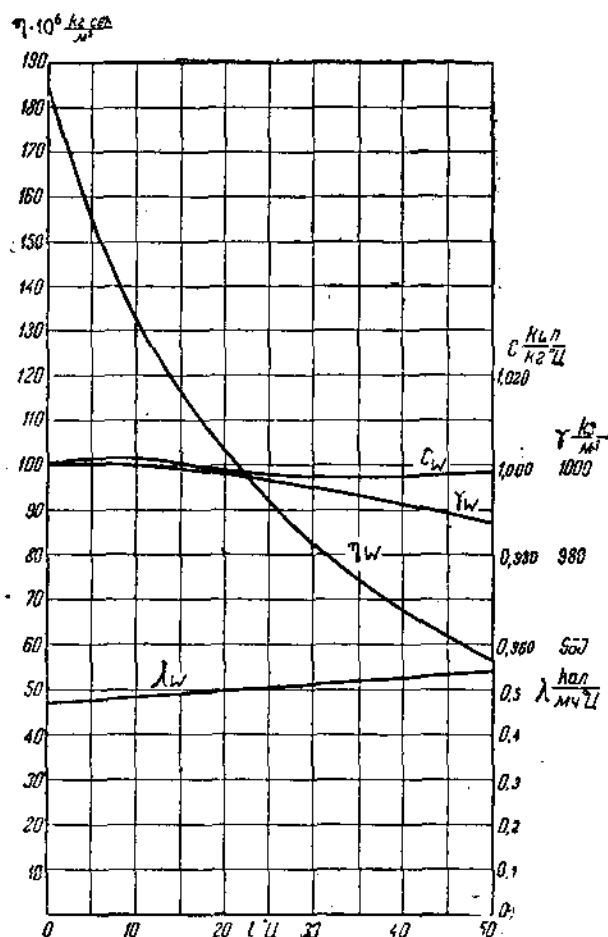
Из табл. 10 видно, что зависимость b от температуры одинакова для всех жидкостей, зависимость же от γ_s различна для различных растворов. Хлористый натрий в смысле теплопередачи является наиболее выгодным, хлористый магний — наименее выгодным агентом. На графике фиг. 18 в зависимости от удельного веса раствора показаны относительные изменения коэффициентов $\frac{\alpha_s}{\alpha_w} = \frac{b_s}{b_w}$ для соляных растворов и воды при одинаковых условиях движения. Для полноты сравнения на графике фиг. 19 для тех же растворов показаны относительные изменения этих коэффициентов в зависимости от температуры замерзания отдельных жидкостей.

¹ Z. i. d. g. K. I. № 10, 1930.

Из графика фиг. 19 видно, что „Рейнгартин“, благодаря более благоприятному характеру протекания кривой замерзания, оказывается в смысле теплопередачи выгоднее хлористого кальция.

Сопоставляя коэффициенты теплоперехода от рассола к стенке при температуре замерзания -15° , видим, что для $MgCl_2$ значение α_s оказывается на 16,5% ниже, чем для $NaCl$ при одинаковой скорости движения.

Кроме того, вследствие большей вязкости раствора $MgCl_2$ возрастают сопротивление в трубах и затраты работы в циркуляционном насосе.



Фиг. 17. Значения теплопроводности и вязкости для воды.

менее вредное действие, чем хлористый кальций или хлористый магний. Для предохранения от коррозии к раствору примешивают в закрытых системах хромистый натрий, в открытых системах — фосфорнокислый натрий. Кроме того, применяются также органические соединения, как то: пиридин, хинолин и нафтохинолин.

Незначительные неплотности в охлаждающих змеевиках могут привести к разложению хлористого магния аммиаком на гидрат окиси магния и хлористый аммоний; в результате происходящих при этом отложений на трубах ускоряется процесс разъедания железа.

В связи с этим в Германии в качестве промежуточного холодильного агента получил распространение „Рейнгартин“, представляющий собой в основном смесь хлористого кальция, который преобладает, с хлористым магнием с добавлением так называемых стабилизаторов — органических

Следует отметить значительное влияние скорости движения рассола w_s на повышение коэффициента α_s и на уменьшение размеров охлаждающей поверхности испарителя; однако быстро возрастающее сопротивление в трубах значительно увеличивает работу циркуляционного насоса, которая, превращаясь в тепло, поглощает известную часть полезной холодопроизводительности испарителя, что приводит к установлению определенной границы допускаемого повышения скорости циркуляции.

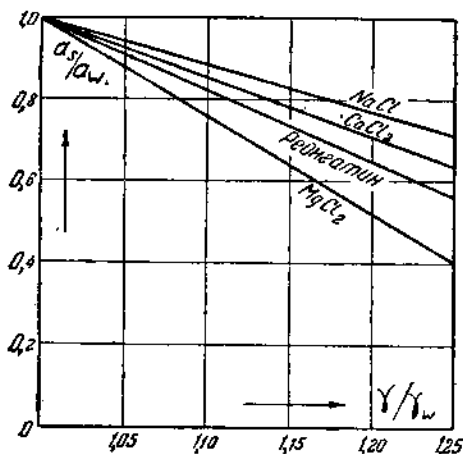
При выборе рассола существенное значение имеют не только его температура замерзания и прочие термодинамические и гидравлические свойства, но и оказываемое им вредное влияние на металл, из которого изготавливаются испарительные системы и рассольные баки.

В отношении разъедания железа хлористый натрий проявляет при одинаковых условиях более сильное

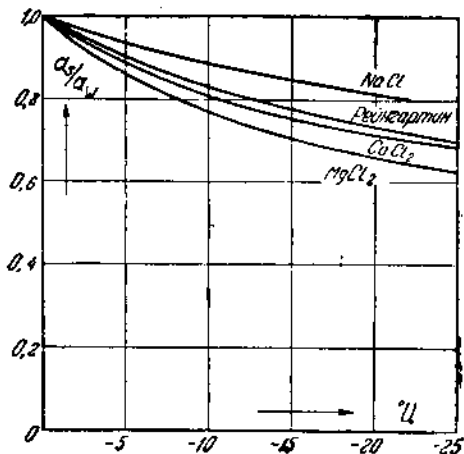
коллоидальных примесей¹, способ приготовления которых не опубликован и держится фирмой в секрете.

В установках с наиболее низкими температурами охлаждения применяются смеси солей, которые наряду с хлористым кальцием содержат также алкоголь.

Окончательный выбор рассола производится на основе всех вышеизложенных соображений, но с учетом стоимости самого рассола и условий работы установки. В СССР наибольшее распространение имеет хлористый



Фиг. 18. Зависимость коэффициентов теплоперехода растворов от удельного веса.



Фиг. 19. Зависимость коэффициентов теплоперехода растворов от температуры замерзания.

кальций, являющийся отходом производства основной химии; поваренная соль применяется иногда по технологическим причинам (рыбоморозилки); в Германии хлористый магний применяется, несмотря на ряд отрицательных свойств в отношении вязкости и теплоперехода, в установках, требующих частого добавления рассола (мокрые воздухоохладители), из-за относительной дешевизны его.

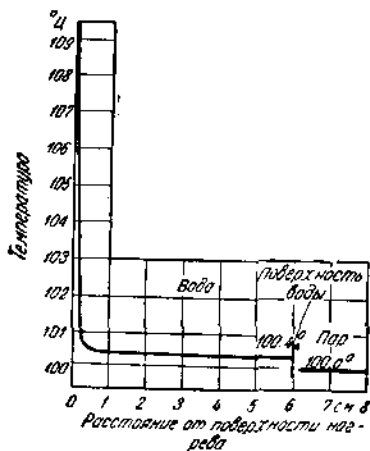
§ 2. Теплопереход при кипении.

Как мы увидим ниже (гл. IX, § 1), при переходе вещества из одного агрегатного состояния в другое на грани жидкой и парообразной фаз переход молекул из одной фазы в другую происходит с большой легкостью с сопротивлением теплоперехода порядка $\frac{1}{35\,000} (\text{кал}/\text{м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C})^{-1}$. В конденса-

саторах это явление, действительно, имеет место; между покоящимся паром в состоянии правой пограничной кривой и охлаждаемой стенкой теплопереход происходит так интенсивно, что стоит удалить достаточно быстро конденсат, чтобы получить α порядка $35\,000 \text{ кал}/\text{м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$. По аналогии долгое время считали, что в испарителях холодильных машин, если с обогреваемой поверхностью граничит жидкость в состоянии, характеризуемом пограничной кривой, т. е. с давлением, соответствующим насыщению при данной температуре, то теплопереход будет происходить столь же интен-

¹ J. Wiesent, Z. f. d. g. K. I. № 2, 1931.

сивно, как при конденсации, лишь бы с поверхностью соприкасался не пар, а жидкость. В действительности это далеко не так, и если при конденсации с уменьшением тепловой нагрузки единицы поверхности коэффициент стремится к значениям порядка 30 000—40 000, то при испарении (правильнее, кипении — boiling, Sieden) с уменьшением нагрузки и при отсутствии усиленной конвекции жидкости коэффициент α падает, приближаясь к крайне низким значениям порядка 100—200 кал/м² час °Ц, подобным теплопереходу к покоящейся некипящей жидкости¹; другими словами, при кипении коэффициент теплоперехода в основном зависит от скорости движения жидкости и возрастает, в свою очередь, с увеличением тепловой нагрузки (перемешивающее действие пузырей, циркуляция в трубчатых системах).



Фиг. 20. Протекание температур в кипящей воде по опытам Якоба.

Основной причиной этого резкого различия, причиной того, что теплопереход между покоящимся паром в состоянии насыщения и стенкой легок, а между стенкой и жидкостью с температурой насыщения весьма затруднен и требует наличия определенной скорости жидкости по отношению к стенке, является наличие поверхностного натяжения. Вследствие поверхностного натяжения σ давление пара P_0 у вогнутой поверхности жидкости радиусом R не равно давлению насыщения $P_{жидк}$ при температуре жидкости $t_{жидк}$, а меньше его (по В. Томсону)² согласно уравнению

$$P_0 = P_{жидк} - \frac{2\sigma}{R} \cdot \frac{\gamma^*}{\gamma' - \gamma''} \quad (3)$$

Таким образом для образования пузырька пара с давлением P_0 жидкость должна быть перегрета до температуры $t_{жидк}$, соответствующей давлению $P_{жидк}$ и большей, чем температура t_0 , что и имело место во всех специально проведенных точных опытах проф. Якоба и др. (фиг. 20). Более того, уравнение (3) указывает на невозможность кипения одной только жидкости, так как для образования первых бесконечно малых пузырьков потребовался бы весьма высокий перегрев. И действительно, Гейдрих³, осторожно согревая дистиллированную воду, получал в массе ее температуру, на 9°Ц превышающую температуру пара над свободной поверхностью воды, причем испарение (не кипение) с этой поверхности составляло 30 кг/м² час. В испарителях домашних машин, работающих SO₂, при затягивании свободной поверхности жидкости маслом наблюдались перегревы⁴ до 14,5°Ц, а при согревании жидкой SO₂ с залитой маслом поверхностью в лабораторных сосудах — даже до 28°Ц.

В большинстве случаев, однако, на поверхности нагрева имеются очаги парообразования — элементы поверхности с конечным радиусом кривизны в виде пузырьков газа или шероховатостей металла, в которых пар может образоваться без чрезмерного перегрева жидкости. После образования такого с конечным радиусом пузырька пара температура $t_{жидк}$ на его внутренней поверхности, определяемая давлением $P_{жидк}$ по уравнению (3),

¹ G. Ackermann, Forschung, № 1, 1932.

² Jakob, VDI № 48, 1932.

³ Heidrich, Verdunstung von überhitztem Wasser, реферат в VDI, № 37, 1932, S. 897.

⁴ Philipp & Tiffany, Refr. Eng-g, III, 1933.

становится достаточно близкой к температуре t_c , как можно видеть из нижеприведенного примера, но остается всегда несколько выше, вследствие чего пузырек растет за счет испарения жидкости с его поверхности внутрь его (фиг. 21).

Пример 1. Определить теоретическое давление и температуру жидкого аммиака на внутренней поверхности пузырька пара радиусом $R = 0,001$ мм при температуре пара -29°Ц .

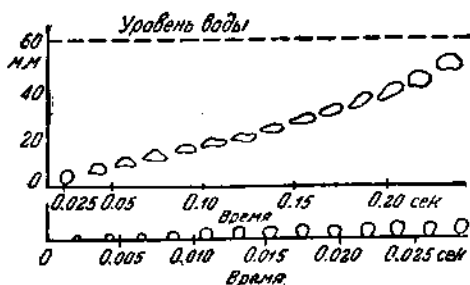
Имеем при -29°Ц $\sigma = 41,2 \text{ дин/см}^1$ или $\frac{41,2}{9,81} = 4,2 \text{ мг/мм}$. Остальные величины по таблицам насыщенных паров аммиака (часть I) находим для $t_0 = -29^\circ$: $P_0 = 12790 \text{ кг/м}^2$, $\gamma' = 676,4 \text{ кг/м}^3$ и $\gamma'' = 1,086 \text{ кг/м}^3$. Тогда ввиду того, что размерность $\frac{\sigma}{R}$ (мг/мм^2) совпадает с (кг/м^2), находим

$$P_{\text{жидк}} = 12790 + \frac{2 \cdot 4,2}{0,001} \cdot \frac{1,086}{676,4 - 1,086} = 12790 + 13,5 = 12803 \text{ кг/м}^2.$$

Этому соответствует температура насыщения $t_{\text{жидк}} = -28,98^\circ$, т. е. перегрев всего в $0,02^\circ \text{Ц}$.

Поверхностное натяжение играет роль и в том отношении, что форма и размер пузырька зависят от того, смачивает ли кипящая жидкость поверхность нагрева или нет (фиг. 22—24).

Если жидкость не смачивает поверхность, то пузыри растут на поверхности до больших размеров (по Якобу 80 мм^3 , что соответствует диаметру эквивалентной по объему сферы в $5,4 \text{ мм}$), растилась при этом по поверхности и затрудняя теплопередачу. На смачиваемой же шероховатой поверхности пузыри имеют продолговатую форму, быстрее отрываются и уступают место новым; кроме того, шероховатая поверхность имеет больше ячеек парообразования. В итоге при одинаковой тепловой нагрузке поверхности, определяющей собой интенсивность движения жидкости и пара, шероховатые поверхности дают более высокие коэффициенты теплоперехода; однако, отсутствие точных сведений о том, в какой мере замасленные поверхности внутри работающих испарителей холодильных машин являются гладкими или шероховатыми,



Фиг. 21. Киносъемки роста и подъема пузырька пара.



Фиг. 22. Немыслимая (замасленная) поверхность.

Фиг. 23. Частично смачиваемая (хромированная и полированная) поверхность.

Фиг. 24. Полностью смачиваемая (обезжиренная, рифленая) поверхность.

заставляет нас ограничиться этими общими указаниями и вернуться к анализу процесса кипения.

Следующей формой влияния поверхностного натяжения является то обстоятельство, что оно создает вокруг пузырька пара своеобразную неподвижную оболочку, движущуюся вместе с ним и при подъеме его, в которой теплопередача происходит лишь за счет теплопроводности. Из наблюдений над ростом пузырька во время его подъема, осуществленных путем специальной ускоренной киносъемки, Якоб и Линке вывели условное среднее значение внутреннего коэффициента теплоперехода (путем парообразования) от перегретой жидкости к пузырьку пара $\alpha_{\text{внутр}} = 12000 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц}$,

¹ Приблизительно, так как значение σ , взятое из Техн. энц. спр. Ф. Х. Т. В., т. X, отнесено к условиям жидкость-воздух, а не жидкость-пар.

чему при теплопроводности воды при $100^{\circ} \lambda = 0,62 \text{ кал/м час } ^{\circ}\text{Ц}$ соответствует толщина неподвижного слоя

$$\delta = \frac{0,62}{12000} \approx 0,00005 \text{ м} = 0,05 \text{ мм}$$

в соответствии с уравнением

$$\frac{1}{\alpha_{\text{внутр}}} = \frac{\delta}{\lambda}. \quad (4)$$

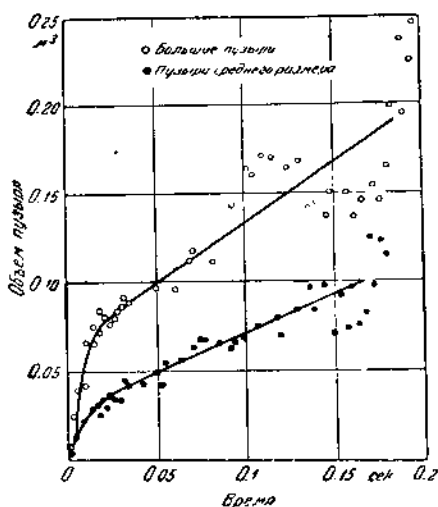
Таким образом теплопереход при кипении есть сложный процесс, состоящий из а) теплоперехода от стенки к жидкости, перегреваемой при этом, и б) теплоперехода с образованием пара от жидкости к пузырькам пара как во время нахождения пузырька на поверхности, так и во время его всплывания, что сопровождается ростом пузырька (фиг. 25). Для осуществления перехода тепла $q_F = \frac{Q_0}{F} \text{ кал/м}^2\text{час}$ от стенки к кипящей жидкости, должна существовать разность температур

$$\theta_0 = t_{\text{см}} - t_0, \quad (5)$$

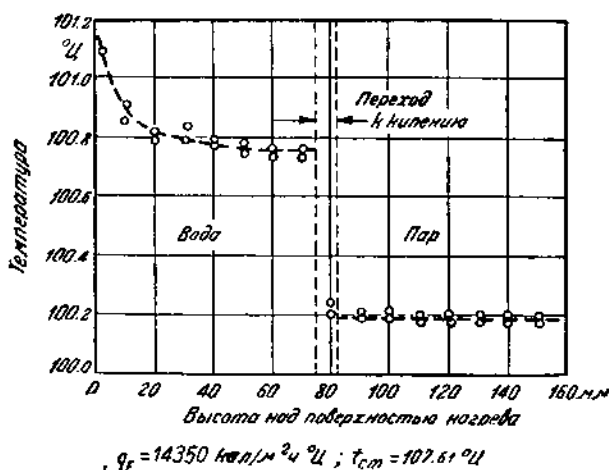
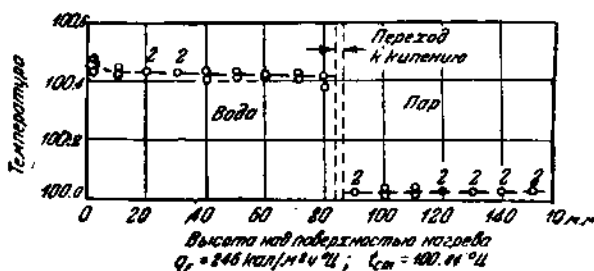
тогда по определению

$$\alpha = \frac{q_F}{\theta_0}. \quad (6)$$

При возрастании q_F растет и θ_0 , но в меньшей степени, так как и α возрастает. Поднимается при этом и температура перегрева жидкости (фиг. 26) по отношению к температуре пара, благодаря чему согласно уравнению (3) уже меньший радиус R достаточен для возможности парообразования, так что новые мелкие шероховатости, окклюдированные на поверхности металла пузырьки газа и т. п. становятся очагами парообразования (фиг. 27); вместе с тем рост пузырька и его отделение от поверхности идут скорее. Повторяем, парообразование происходит таким образом, что на поверхности в отдельных точках имеются очаги парообразования в



Фиг. 25. Рост пузырька пара (отрыв приблизительно $\tau = 0,025 \text{ сек.}$).

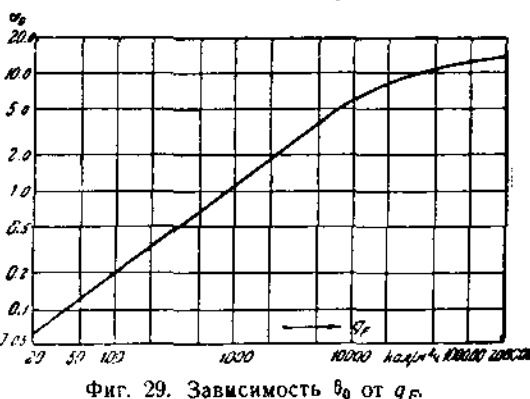


Фиг. 26. Температуры кипящей воды и пара над поверхностью нагрета (хромированный полированный плиткой) по Якобу и Фрицу (цифры 2 означают совпадение двух опытных точек).

виде точек, от которых отходят струйки пузырей пара, образующихся один за другим (фиг. 28), что можно наблюдать и в обычной электрической кастрюле при кипячении воды, в остальных же частях поверхности происходит перегревание жидкости, частицы же перегретой жидкости, соприкасаясь с пузырьками, отдают им тепло путем испарения. Равновесие устанавливается при той температуре перегрева жидкости, когда тепло, переходящее от стенки к жидкости, равно теплу, переходящему от жидкости к пузырям пара.

Сопротивление теплоперехода при кипении является сложным сопротивлением, основной долей которого является, за исключением специального случая разобранный ниже, сопротивление переходу тепла от стенки к перегреваемой жидкости, как это видно из фиг. 20, где разность температур между стенкой и кипящей жидкостью в ее толще значительно превышает разность температур между кипящей (перегретой) жидкостью и паром. Вследствие этого теплопереход от стенки к кипящей жидкости подчиняется тем же законам, что и теплопереход от стенки к жидкости вообще. До известного предела (фиг. 29) Якобом для горизонтальной совершенно гладкой (хромированной) пластинки выявлена зависимость

$$\theta_0 = 0,006607 \cdot q_F^{0,739} \quad (7)$$



Фиг. 29. Зависимость θ_0 от q_F .

и соответственно

$$\alpha = 151,35 \cdot q_F^{0,261}, \quad (8)$$

или

$$\alpha = 890,2 \cdot \theta_0^{0,353}. \quad (9)$$

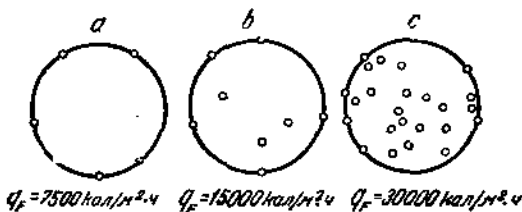
Фиг. 28. Скорость подъема царового пузыря по кинематографической съемке.

Последнее выражение близко к теоретически выводимому для свободной конвекции:

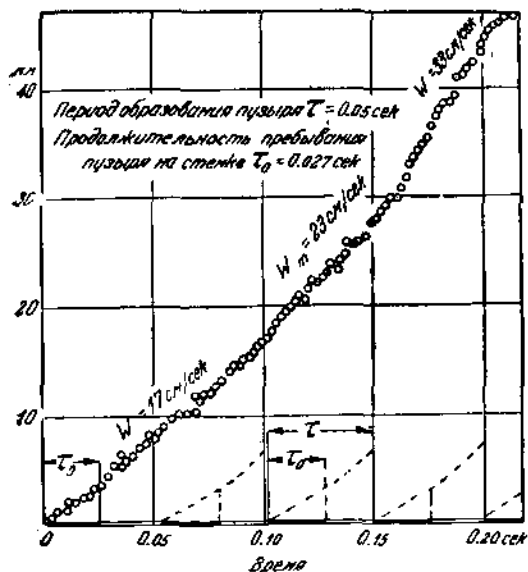
$$\alpha = c \cdot \theta_0^{0,3125}. \quad (10)$$

Для больших нагрузок Якоб вывел

$$\theta_0 = 0,875 \cdot q_F^{0,228}, \quad (11)$$



Фиг. 27. Очаги парообразования в опытах Якоба и Фритца в зависимости от q_F .



W - скорость пузыря

W_m - средняя скорость пузыря

или

$$\alpha = 1,143 \cdot q_F^{0,772}. \quad (12)$$

Это выражение, поскольку количество отходящего пара и подходящей на его место жидкости пропорциональны q_F , однотипно с выражением Штендер-Меркеля:

$$\alpha = c \cdot w^{0,87} \quad (13)$$

[гл. VII, уравнение (41)] и Нуссельта:

$$\alpha = c \cdot w^{0,786} \quad (14)$$

[гл. VII, уравнение (45)].

Правда, у Якоба уравнения (7—9) действительны для $20 < q_F < 14\,200$, и лишь для $q_F > 14\,200$ действительны зависимости типа уравнений (12—14). Это объясняется, однако, типом его поверхности нагрева (горизонтальная полированная пластинка на дне прибора), при аппаратах же иного типа (нагреваемый изнутри цилиндр, нагреваемая снаружи трубка), способствующих возникновению тяги, т. е. „принужденной конвекции“, этот характер зависимости имеет место уже и при $q_F = 2\,500$; то же получилось и у Якоба для шероховатых пластинок (фиг. 30).

Последняя фигура, а также фиг. 31 заимствованы из работы Крайдера и Джиллилана¹; цифры на прямых $q_F = \text{const}$ даны в метрических единицах (кал/м² час). Найденный этими авторами тип зависимости

$$\alpha = c \cdot q_F^{2,4} \quad (15)$$

путем умножения обеих частей уравнения на $\alpha^{2,4}$

$$\alpha^{3,4} = c \cdot q_F^{2,4} \quad (16)$$

и возведения в степень $\frac{1}{3,4}$ может быть приведен к виду:

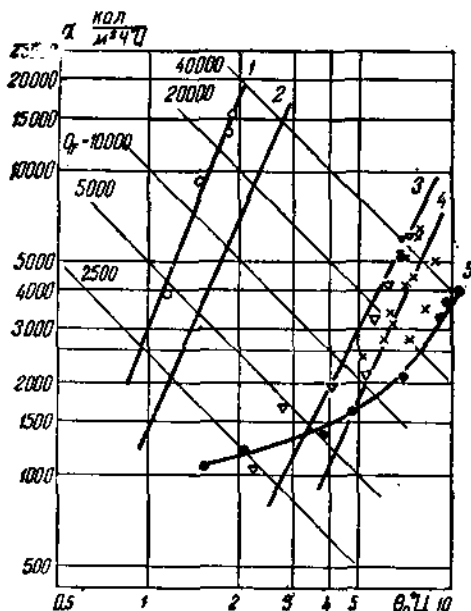
$$\alpha = c_1 \cdot q_F^{0,706} \approx c_1 \cdot q_F^{0,7}, \quad (17)$$

соответствующему формулам (12—14).

Численные результаты опытов Крайдера-Джиллилана, применявших в качестве поверхности нагрева обогреваемый изнутри горизонтальный цилиндр диаметром 26,4 мм, погруженный в кипящую жидкость, для воды при атмосферном давлении могут быть выражены уравнением

$$\alpha = 8,7 \cdot q_F^{0,7}. \quad (18)$$

Для разных жидкостей, применявшихся ими при испытаниях, Крайдер и Джиллилан получили (фиг. 31) резко различающиеся коэффициенты и попы-



Фиг. 30. Сопоставление данных для воды по Крайдеру и Джиллилану. 1 — Якоб и Фритц, рифленая плитка; 2 — Крайдер и Джиллилан, цилиндр; 3 — Якоб и Фритц, шероховатая плитка; 4 — Линден и Монтиллон, наклонная трубка; 5 — Якоб и Фритц, полированная плитка.

¹ Cryder and Gilliland, Refr. Eng-g, II, 1933.

тались их охватить с помощью теории подобия следующими формулами:

$$\alpha \cdot \frac{d}{\lambda} = A_1 \cdot \left(\frac{c \cdot \gamma'}{\lambda} \right)^{0,425} \left(\frac{\theta_0 \cdot \gamma'^2 \cdot d^2 \lambda}{\gamma'^3} \right)^{2,39} \left(\frac{\gamma'^2}{\gamma' \cdot d \cdot \sigma} \right)^{1,65} \quad (19)$$

с учетом поверхностного натяжения σ между жидкостью и паром, и упрощенной формулой, менее выдержанной в отношении размерностей:

$$\alpha \cdot \frac{d}{\lambda} = A_2 \cdot \theta_0^{1,2} \left(\frac{c \cdot \gamma'}{\lambda} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{\theta_0 \gamma'^2 \cdot d^2 \cdot \lambda}{\gamma'^3} \right)^{1,2} \quad (20)$$

Ни одна из этих формул не выражает полностью условий подобия, так как не учитывает важных в данном случае факторов: r — скрытой теплоты парообразования, γ' — удельно-го веса пара, $\sigma_{\text{металло-жидкости}}$ — поверхностного натяжения между металлом и жидкостью, линейный же размер должен был бы учитывать размеры не только поверхности нагрева, но и сосуда, как влияющие на циркуляцию; поверочные опыты Кинга¹ подтвердили характер влияния c , λ , γ' и θ_0 , но не обнаружили влияния d . Поэтому мы привели формулу (20) к следующему упрощенному виду, с помощью подобного формулам (15 — 17) преобразования.

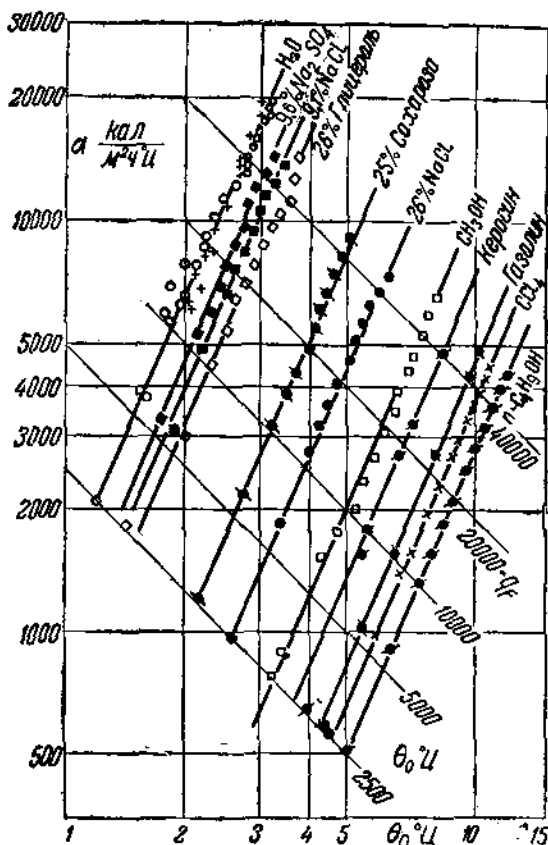
$$\alpha = 2,15 \frac{\lambda^{0,53} c^{0,12} \gamma'^{0,7}}{(\gamma' \cdot 10^6)^{0,94}} \cdot q_F^{0,7}. \quad (21)$$

Для NH_3 при температуре около -20° влияние температуры на λ , c , γ' и γ' взаимно уравновешивается и

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{NH}_3} &= 6,79 \cdot q_F^{0,7} = \\ &= 850 \left(\frac{q_F}{1000} \right)^{0,7}, \end{aligned} \quad (22)$$

или $\frac{\alpha_{\text{NH}_3}}{\alpha_w} = \frac{6,79}{8,7} = 0,781$ от значения α_w для воды при 100°C .

Уравнение (20), к сожалению, опытами Крайдера-Джиллилана выверено лишь для нагрузок $q_F \geq 2500 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$. Кривая Голборна и Диттенбергера², кипятивших воду в цилиндрическом сосуде, погруженном



Фиг. 31. Результаты опытов Крайдера и Джиллилана для разных жидкостей.

¹ Refr. Eng. g., II, 1933, p. 83—85, дискуссия в ASRE по докладу Крайдера и Джиллилана.

² VDI-Forschungsheft 2.

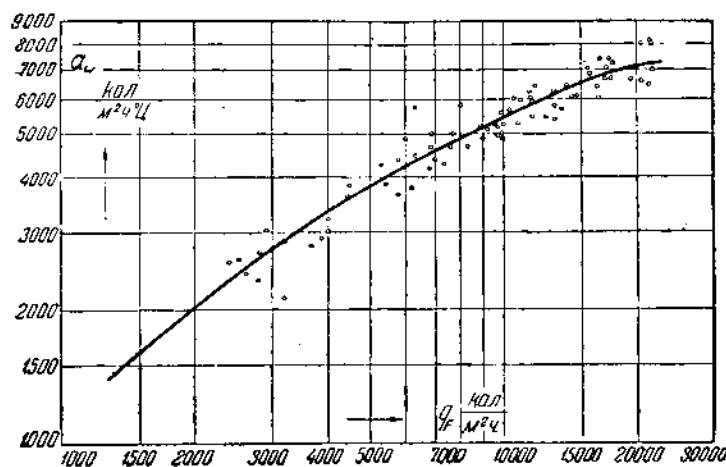
в нагретое масло, результаты опытов которых (фиг. 32) выражены их авторами в форме

$$\alpha_w = \frac{10\,000}{1,022 + 7820 : q_F} \quad (23)$$

весьма близко (фиг. 33) подходящей к результатам опытов Крайдера-Джиллиана [уравнение (18)] для $q_F < 2500$, подтверждена лишь одной точкой ($q_F = 1\,300$). Все же можно считать (мы на этом остановимся ниже при анализе фиг. 33), что экстраполяция формул (18), (21) и (22) до $q_F = 1\,000$ дает значения, достаточно надежные и не слишком преуменьшенные; значения эти действительны для аппаратов типа жаротрубных котлов

с дымогарными трубами — кожухотрубчатых испарителей.

Значительно меньшие значения α_w при одинаковых значениях q_F (в зоне $q_F > 6\,000$) получены в моделях водотрубных котлов¹ и промышленных выпаривателей химической промышленности². Вероятная причина этого заключается в следующем. Фиг. 33, объединяющая различные опыты над теплопереходом к кипящей при атмосферном давлении воде,



Фиг. 32. Коэффициенты теплоперехода для кипящей воды по опытам Галборна и Диттенбергера.

указывает на существование для каждой поверхности своего предела, выше которого увеличение нагрузки не дает повышения и, наоборот, намечается убывание этой величины, вследствие того, что пузыри пара не только не в состоянии вызвать дальнейшего усиления конвекции, а наоборот, мешают друг другу, и, задерживаясь на поверхности нагрева, изолируют часть ее от соприкосновения с жидкостью. При этом следует помнить, что получаемые экспериментально значения

$$k = \frac{q_F}{\theta} \quad (24)$$

и соответственно

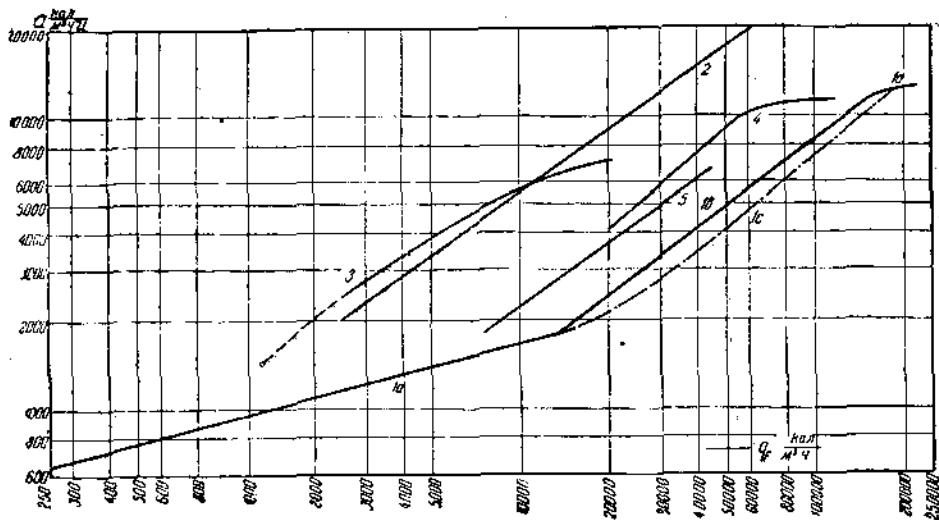
$$\alpha_w = \frac{q_F}{\theta_0} \quad (25)$$

суть по определению средние взвешенные значения k и соответственно α_w для работающей части поверхности и для ее мертвых углов. Если Якоб и Линке (фиг. 33, кривая I, участок d) для горизонтальной плитки с парообразованием на верхней ее стороне нашли максимум α_w для $q_F \approx 210\,000$ кал/м² час, то в опытах К. Клеве, исследовавшего циркуляцию и парообразование внутри наклонной трубки, обогреваемой снаружи, где

¹ Cleve, VDI-Forschungsheft 322.

² Linden and Montillon, Ind. Eng. Chem., VII, 1930.

пузыри в значительной части движутся по верхней образующей трубы, изолируя тем самым верхнюю часть поверхности, этот предел намечается уже значительно ближе к $q_F = 100\,000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$ (кривая 4).

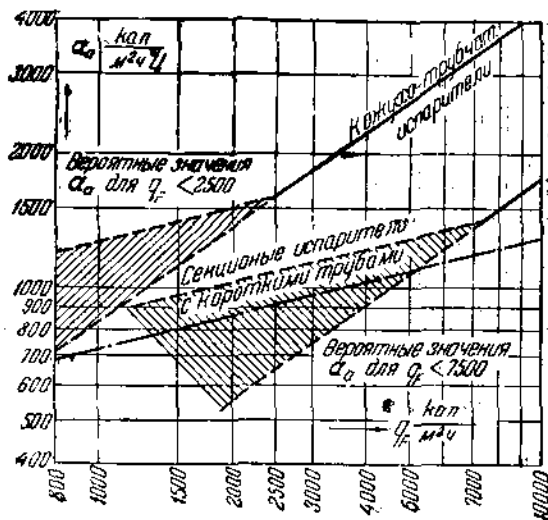


Фиг. 33. Сравнительные значения коэффициентов теплоперехода для кипящей при атмосферном давлении воды.

1. Опыты Якоба, Фригга и Линке с горизонтальной полированной пластинкой. 1а — формула (8), нижний предел; 1в — формула (12). 1с — опыты с обеднением поверхности очагами парообразования. 2. Опыты Крайзера и Джиллилана с трубкой обогреваемой изнутри и погруженной в кипящую жидкость. 3. Опыты Голборна и Диттенбергера с цилиндрическим сосудом погруженным в нагретое масло. 4. Опыты Клеве с циркуляцией и парообразованием в наклонной трубке обогреваемой снаружи. 5. Опыты Линдена и Монталлона в тех же условиях.

С данными Клеве почти совпадает кривая 5 — результат опытов Линдена и Монталлона в обработке Крайзера-Джиллилана, также относящаяся к парообразованию внутри наклонной трубы с циркуляцией, причем значение α_w в этих опытах в 2,5 раза меньше соответствующих (для того же q_F) значений α_w при парообразовании снаружи горизонтальной трубы (линия 2). Нельзя, однако, с уверенностью экстраполировать значения линии 5 вниз на $q_F < 7\,500$, так как в этой области возможно прекращение циркуляции кипящей жидкости через испаритель в целом и наступление местной циркуляции (конвекции), при которой коэффициент теплоперехода меняется с нагрузкой по типу формулы (8); возможно и убывание по закону $\alpha = c \cdot q_F^{0.7}$.

Вопросы циркуляции будут разобраны ниже в § 3 применительно к конструкциям отдельных аппаратов, пока же ограничимся приведением графика 34,



Фиг. 34. Значения коэффициентов теплоперехода со стороны кипящего аммиака в испарителях интенсивного действия.

дающего вероятные значения коэффициентов теплоперехода со стороны кипящего аммиака по формуле (22) для кожухо-трубчатых испарителей и применительно к кривым 5 и 1а фиг. 33— для испарителей секционных с короткими вертикальными или наклонными трубками. Экстраполяция вниз от значений q_F , имевшихся при опытах, может идти в двух вариантах: круто применительно к зависимости $\alpha = c_1 \cdot q_F^{0,7}$ и полого для $\alpha = c_2 \cdot q_F^{0,261}$. Линию пунктир с точкой, соответствующую линии 1а фиг. 33, следует считать при этом нижним пределом $\alpha_{\text{амм}}$ для кожухо-трубчатых испарителей; для секционных испарителей с наклонными трубками возможно и дальнейшее убывание из-за плохого отвода пара, как сказано выше.

Наконец, в малонатенсивных аппаратах с длинными змеевиками или горизонтальными трубами без циркуляции в ряде случаев изолирующее действие пузырей перевешивает над всеми остальными и α , а вместе с ним и k убывают с возрастанием нагрузки (Федерман, Стюарт-Голланд, фиг. 74).

Коэффициент теплопередачи по формуле (24) определяется по разности температур между рассолом и холодильным агентом, причем температурой испарения последнего считается с точки зрения всего холодильного цикла (расход энергии в компрессоре, объемная холодопроизводительность) температура t_0 , соответствующая насыщению при давлении, имеющем место при выходе из испарителя. Между тем, статический напор столба жидкости в одних случаях, сопротивление протеканию холодильного агента через змеевики — в других создают в некоторых частях испарителя повышенное давление $p'_0 = p_0 + \Delta p$, чему соответствует более высокая температура t'_0 , уменьшающая действительный перепад θ ; дело может доходить до того, что в меньшей части испарителя ранее охлажденный рассол будет нагреваться, переохладя холодильный агент, а в остальной холодильный агент будет испаряться, охлаждая рассол. Рассмотрение подобного рода явлений также относится к конструкциям испарителей, при испытаниях же правильно определять θ и соответственно k по температуре t_0 , а не t'_0 , так как то или иное распределение давлений в испарителе столь же характерно для его работы, как и теплопередача в узком смысле слова.

Что касается температуры рассола, то она принимается равной температуре отходящего рассола в испарителях с мешалками и средней арифметической в закрытых типах с протоком рассола в трубах, поскольку разность температур поступающего в испаритель отепленного рассола t_{s1} и выходящего из испарителя охлажденного рассола t_{s2} обычно невелика и составляет

$$t_{s1} - t_{s2} = \text{от } 2 \text{ до } 3^\circ \text{Ц.}$$

Разность же температур охлажденного рассола t_{s2} и испаряющегося холодильного агента t_0 обычно составляет $t_{s2} - t_0 \approx 5^\circ \text{Ц.}$

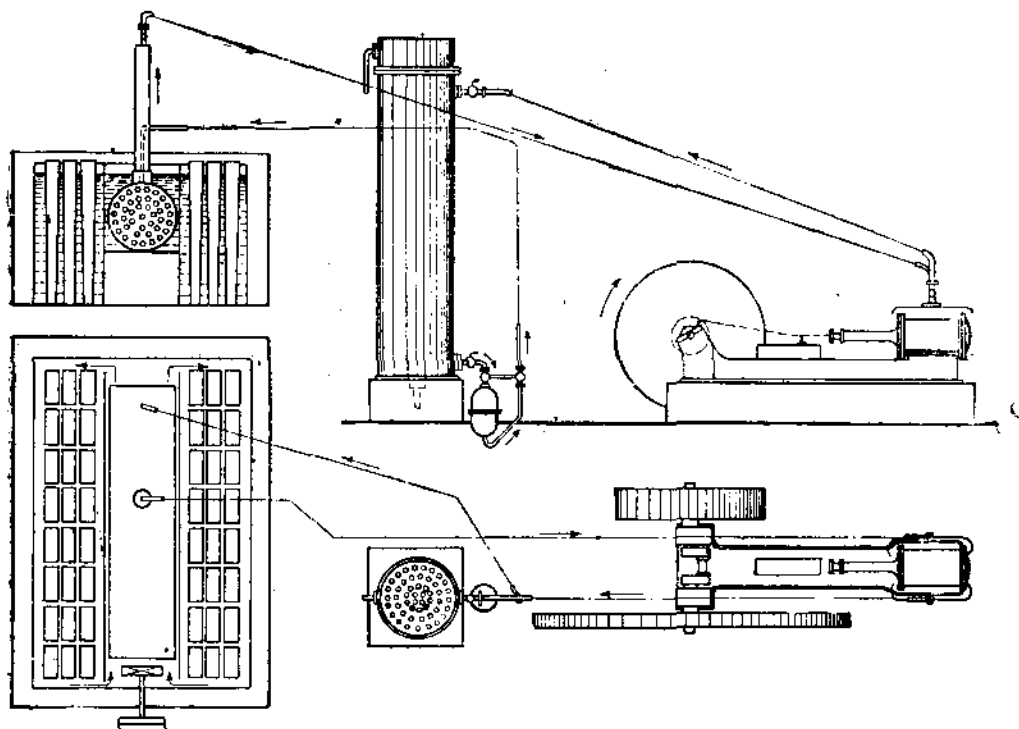
Поскольку сопротивление теплоперехода со стороны рассола является обычно большей и во всех случаях более определенной величиной, чем сопротивление теплоперехода со стороны кипящего холодильного агента, охлаждающая поверхность испарителя определяется по поверхности, соприкасающейся с охлаждаемой средой — рассолом, водой, воздухом.

§ 3. Типы испарителей для охлаждения рассола.

А. Погружные испарители.

В начальный период развития холодильной техники, когда малая мощность единиц делала вопрос экономии металла не столь актуальным, а технология металлов не давала достаточных средств выполнения надежных

аппаратов котельного или секционного типа, погружной цилиндрический испаритель и соответственно конденсатор были господствующими. Развитие металлообработки, в особенности сварки, позволило и в холодильной технике применить кожухо-трубчатые испарители и конденсаторы, аналогичные паровым котлам с дымогарными трубками и холодильникам паровых машин, а также секционные испарители, подобные водотрубным котлам Гарбе. Что причина этой смены ходовых типов испарителей (и конденсаторов) именно такова, видно хотя бы из следующего: Р. Пикте в своем первом патенте на сернистокислотную холодильную машину (германский патент № 3499 от 1877 г.) предусматривал кожухо-трубчатые испаритель и конден-



Фиг. 35. Схема SO_2 — машины Р. Пикте по патенту 1874 г.

сатор; однако во втором своем патенте № 33239 от 1884 г. он в качестве усовершенствования предлагает уже аппаратуру змеевикового типа. Мотивы — кожухо-трубчатые аппараты можно было в то время выполнить достаточно плотными лишь из красной меди, более же дешевое железо позволяло во избежание утечки применять лишь змеевиковые аппараты. Это относится и к Америке: Макинтайр, например, в Handbook of Mechanical Refrigeration стр. 112 говорит: „В начале существования холодильной техники конденсатор представлял собой не что иное, как круглый или плоский змеевик... Инженером-холодильщиком владела навязчивая идея о вредности аммиака и о трудности уменьшения его утечек, причем последнее обстоятельство играло большую роль в последней четверти XIX века из-за высокой стоимости аммиака. Инженер-холодильщик не мог рисковать утечками, а трубчатый конденсатор¹ мог быть выполнен достаточно надежно и герметично“. Замечания Макинтайра в равной мере относятся к конденсаторам и испарителям.

¹ С циркулирующей холодильного агента внутри труб.

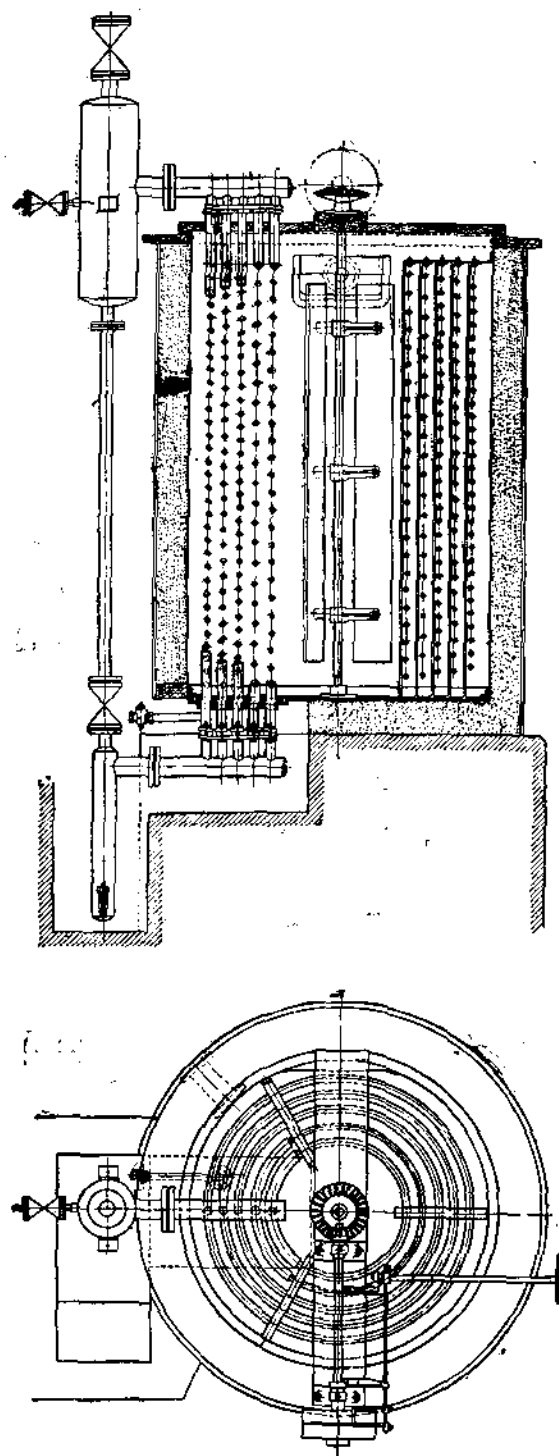
Погружной испаритель в настоящее время является одним из наиболее устаревших типов аппаратов, но все же может находить применение в специальных случаях — в установках малой мощности, для охлаждения пресной воды, и в специальных условиях — для охлаждения сильно разъедающих жидкостей в химической промышленности, при применении холодильных агентов высоких давлений или сильно ядовитых, для которых не всегда возможно подобрать подходящий надежный и вместе с тем интенсивный тип аппаратов, и приходится пользоваться неинтенсивным типом.

Испаритель этого типа (фиг. 36) состоит из цилиндрического клепаного бака с погруженными в него спиральными змеевиками из труб диаметром 34/42 или 30/38 мм для испаряющегося холодильного агента. Холодильный агент поступает в змеевики снизу и, испаряясь в них, выходит сверху, охлаждая при этом находящийся в баке рассол. Отдельные змеевики соединены между собой внизу распределителем жидкого аммиака, а сверху — сборником парообразного аммиака. Охлажденный рассол забирается через штуцер, расположенный в нижней части бака, и подается насосом к месту потребления холода. Отопленный рассол поступает обратно в испаритель из охлаждающих систем сверху через обратную линию.

В верхней части бака имеется также штуцер перелива для избыточного рассола. Основным тепловым сопротивлением является сопротивление теплоперехода со стороны рассола; этим объясняется закономерность

$$k = 4,6 \cdot \sqrt{q_F} \text{ до } k = 6,8 \cdot \sqrt{q_F} \quad (26)$$

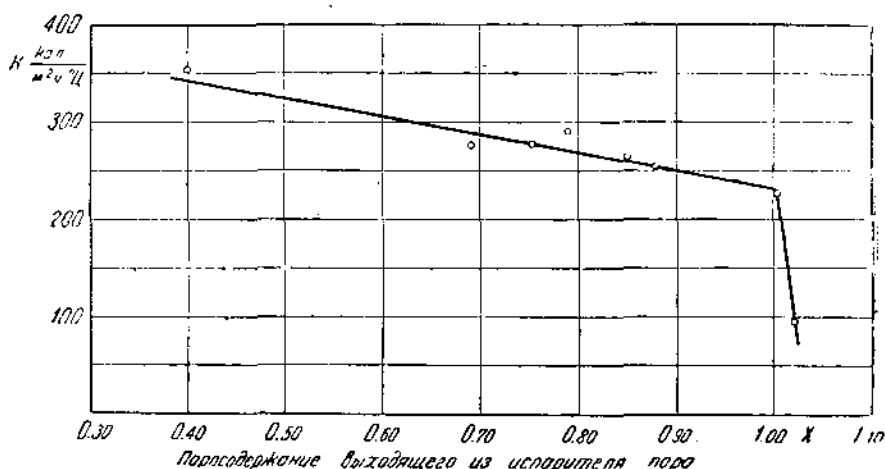
выведенная Дедерлейном¹ из серии опытов, произведенных в конце прошлого века; при этих



Фиг. 36. Погружной цилиндрический испаритель завода „Компрессор“ с короткими шлангами.

¹ G. Döderlein. Prüfung und Berechnung ausgeführter Ammoniak-Kompressions-Kältemaschinen.

опытах держалась постоянная разность $t_{s1} - t_{s2} = 3^\circ$, так что увеличению нагрузки соответствовало увеличение количества рассола, что и давало улучшение k . Те же опыты для одинакового по конструкции погружного конденсатора дали $k = 4,6 \cdot \sqrt{q_F}$ до $k = 5,4 \sqrt{q_F}$ при $t_{w2} - t_{w1} = 10^\circ$; высшим пределом было $k = 250 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$. Для того чтобы заставить рассол течь поперек змеевиков, а не мимо их, середина испарителя иногда заполняется закрытым снизу полым цилиндром; предпочтительно же для повышения интенсивности теплопередачи в центре бака устанавливается на вертикальном валу мешалка для рассола с деревянными лопастями; привод мешалки — от шкива на горизонтальном валу и через коническую зубчатую передачу. Несмотря на то, что мешалка уничтожает противоток и уменьшает величину θ до $t_{s2} - t_0$ вместо $\frac{t_{s2} + t_{s1}}{2} - t_0$, влияние повышенной скорости перевешивает. Условия теплопередачи в этих аппаратах

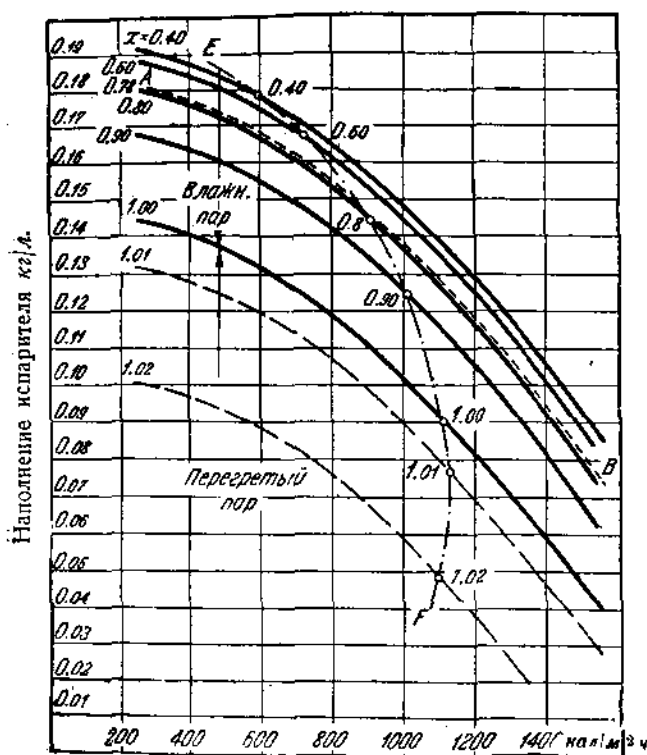


Фиг. 37. Теплопередача в погружных испарителях в зависимости от паросодержания выходящего из испарителя пара.

в высшей степени неблагоприятны не только со стороны рассола (незначительная скорость), но и со стороны испаряющегося холодильного агента. При большой длине отдельных шланг, достигавшей в старых конструкциях 160—200 пог. м, отвод образовавшегося пара был чрезвычайно затруднен и значительная часть охлаждающей поверхности змеевиков омывалась изнутри не испаряющейся жидкостью, а парами испарившегося холодильного агента; сток осевшего на стенках масла при спиральной форме змеевиков также происходил неудовлетворительно. Коэффициенты теплопередачи в них не превышали $150\text{—}160 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$ и с 1 м^2 охлаждающей поверхности удавалось снимать в действительных условиях не более $1000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$.

Несмотря на решающее влияние теплового сопротивления со стороны рассола немалую роль в низкой производительности этого аппарата играет и плохой теплопереход со стороны испаряющегося холодильного агента, вызванный чрезмерным количеством пара, который в этом случае, как это установлено Берингером (см. ниже), при скорости порядка $2,5\text{—}3 \text{ м/сек}$ перестает равномерно улекать с собой жидкость, а частично движется отдельным потоком, благодаря чему часть поверхности омертвляется, что в соответствии со сказанным в конце § 2 уменьшает общий коэффициент теплопередачи k . Особенно велико это омертвление поверхности при желании получить сухой ход компрессора с испарителем без отделителя жидкости;

тогда значительная часть поверхности остается недогруженной, и k резко снижается, как это видно из фиг. 37, взятой из работы Федермана¹. Стремление применить погружной испаритель в аммиачных машинах, работающих сухим ходом, привело завод „Компрессор“ к необходимости рационализировать его конструкцию (фиг. 36) путем сокращения длины отдельных шланг до 50 пог. м, установки на верхнем коллекторе отделителя жидкости (дающего возможность перейти к сухому ходу компрессора при затоплении испарителя жидким аммиаком) и устройства в нижнем коллекторе отстойника для масла; эта рационализация конструкции погружного испарителя не могла, однако, интенсифицировать использование поверхности охлаждения в нем выше 1 200—1 300 кал/м² час из-за недостаточной скорости циркуляции рассола в баке испарителя. Для достижения равномерности распределения жидкого аммиака по отдельным шлангам необходимым условием является равенство длин труб в отдельных шлангах; при концентрическом расположении спиральных змеевиков внутренние змеевики выются поэтому с меньшим шагом подъема, внешние — с большим. В целях лучшего использования места в баке первые два ряда шланг (внутренние) выполнены одноходовыми, третий и четвертый ряд шланг — двухходовыми, пятый ряд — трехходовым; общее число шланг в этой конструкции — 9.

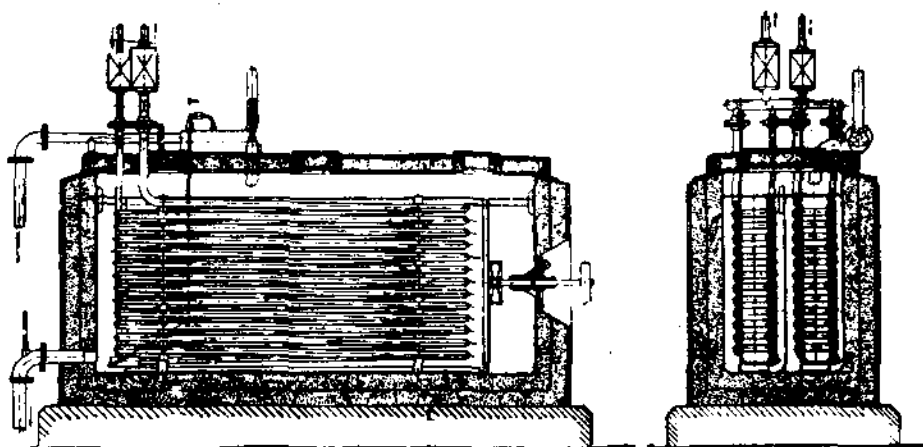


Фиг. 38. Наполнение испарителя в зависимости от q_p

Как показывает фиг. 38, с увеличением нагрузки количество холодильного агента, находящегося в испарителе на единицу внутреннего объема змеевиков, падает, т. е. приведенный удельный вес его понижается, благодаря чему создающая циркуляцию разность веса столбов жидкости в питающей линии и смеси в змеевиках растет. Однако из-за большого сопротивления змеевиков и малого статического напора от низко установленного отделителя жидкости последний не в состоянии обеспечить достаточно интенсивной циркуляции, составлявшей в опытах Федермана лишь 0,05—0,8 от основной подачи, и с увеличением нагрузки возрастание количества пузырей в большей мере парализовало охлаждающую поверхность. Опыты Федермана производились с сундучным погружным испарителем (фиг. 39), являющимся разновидностью описанного типа, и отличающимся от цилиндрического лишь формой бака и змеевиков. Бак прямоугольный разделяется продольной перегородкой на две части. Аммиачные змеевики устанавливаются рядом вдоль бака; входные концы обычно вводятся в торцевую стенку, выходные — наверх. Отдельные зме-

¹ Federmann, Diss. T. H. Stuttgart.

евки, как и в цилиндрическом испарителе, соединяются между собой внизу распределителем жидкого аммиака, а сверху — сборником парообразного аммиака. Мешалка пропеллерного типа с горизонтальной осью, сальниковым уплотнением и приводом от шкива расположена на торцевой стенке.

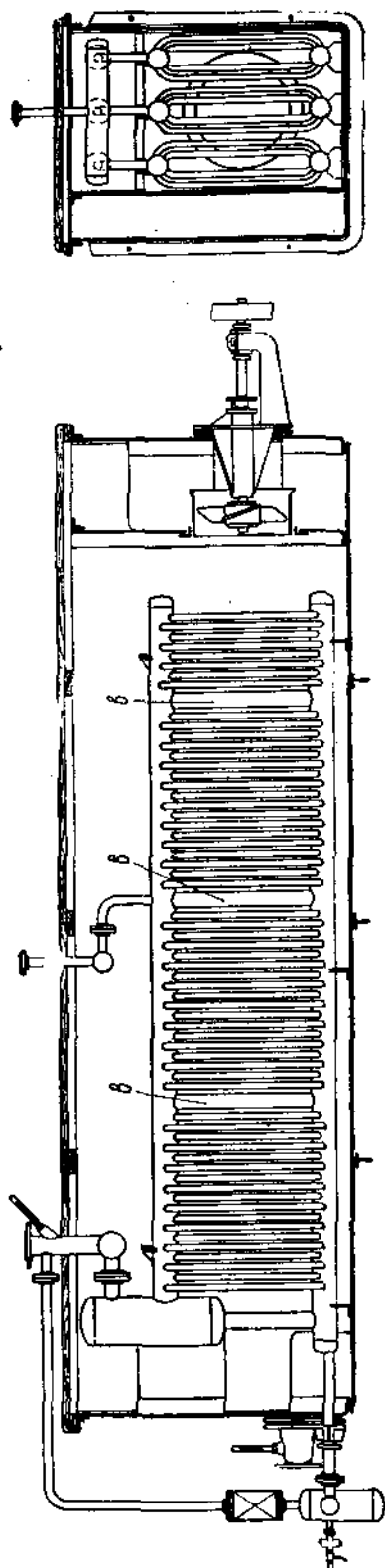


Фиг. 39. Погружной испаритель сундучного типа.

Б. Секционные испарители интенсивного действия.

Испарители интенсивного действия, состоящие из секций с короткими кипяtilьными трубками, отличаются от описанных погружных испарителей конструкцией испарительных систем и интенсивной циркуляцией рассола. Условия теплопередачи в них значительно улучшены как со стороны рассола, так и со стороны испаряющегося холодильного агента, и коэффициенты теплопередачи в них возросли весьма значительно. Улучшение условий теплопередачи со стороны испаряющегося холодильного агента сводятся в основном к быстрому отводу образующихся паров из коротких систем вертикальных или наклонных труб, интенсивному увлажнению процессов испарения в них (затопление жидкостью), наилучшему омыванию стенок испаряющейся жидкостью (увлечение жидкости пузырями пара) и созданию интенсивной самостоятельно возникающей внутренней циркуляции холодильного агента в секции, а также к хорошему отводу масла из испарительных систем. При очень большой влажности выходящего из коротких трубок пара отделители жидкости являются неотъемлемой составной частью самих испарителей. Благодаря большой компактности испарительных систем и незначительности размеров элементов по ширине возможно осуществить интенсивную циркуляцию рассола посредством специальных пропеллерных мешалок, доводящих скорость циркуляции рассола до $0,5 = 0,75 \text{ м/сек.}$ Коэффициенты теплопередачи в таких аппаратах достигают в зависимости от скорости циркуляции рассола и чистоты поверхности $450 - 600 \text{ кал/м}^2\text{час}^\circ\text{Ц}$, а общепринятое значение числа калорий, снимаемых с 1 м^2 охлаждающей поверхности, составляет $2500 \text{ кал/м}^2\text{час}$ (при разности температур охлаждающего рассола и испаряющегося аммиака $t_{\text{ж}} - t_0 = 5^\circ\text{Ц}$), т. е. интенсивность использования охлаждающей поверхности возросла в них по сравнению со старыми типами цилиндрических или сундучных погружных испарителей в 2,5 раза.

Конструкция испарителя интенсивного действия системы Линде с вертикальными трубками видна из фиг. 40, 41, 42; построение градации испарителей Линде дано в табл. 11, габариты и вес испарителей завода „Компрессор“ приведены в приложениях.



Фиг. 40. Испаритель интенсивного действия системы Лилде с короткими вертикальными трубками.

Таблица 11.

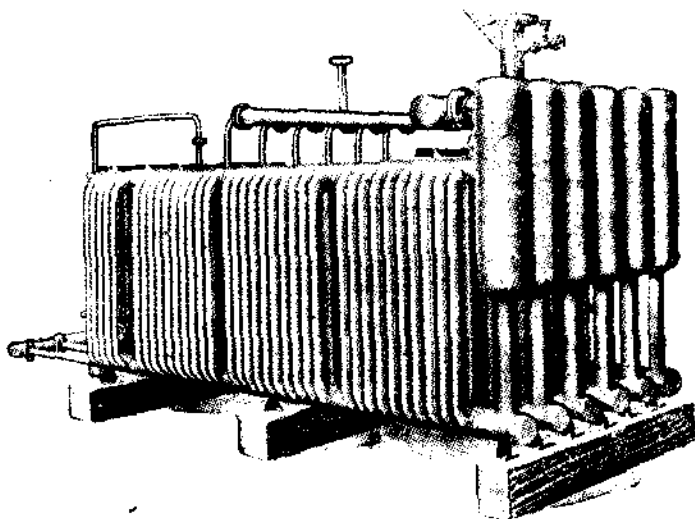
Градации испарителей Линде:

 Q_0 кал/час при $q_F = 2500$ кал/м² час.

Трубки диаметром 34/42 мм, длина трубок 720 и 850 мм.

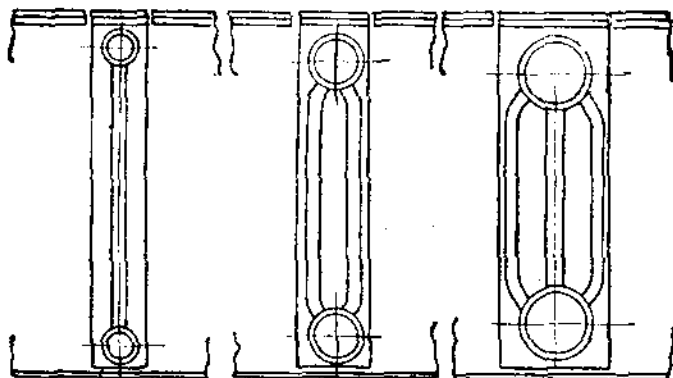
Число трубок в секции	60	80	120	180	200	240	280
Поверхность секции м ²	3	4	6	9	10	12	14
При числе секций							
2	15 000	20 000	30 000	45 000	50 000	60 000	70 000
3	—	—	—	67 500	75 000	90 000	105 000
4	—	—	—	90 000	100 000	120 000	140 000
5	—	—	—	112 500	125 000	160 000	175 000
6	—	—	—	135 000	150 000	180 000	210 000

Бак испарителя — прямоугольный с внутренними направляющими перегородками. Для испарителей, состоящих из двух или трех секций, перегородкой отделяется коридор для циркуляции рассола шириной около 200 мм, при четырех и более секциях направляющая перегородка разделяет испаритель по середине между секциями. Как и в погружных испарителях, бак испарителя Линде снабжен в нижней части бака штуцером для выхода охлажденного рассола, спускным штуцером и переливным штуцером с козырьком. Интенсивная циркуляция рассола в баке достигается горизонтальной пропеллерной мешалкой с направляющим аппаратом.



Фиг. 41. Внешний вид собранных секций испарителя Линде.

Диаметр мешалки 250—400—500 мм (см. таблицу в приложениях) берется в зависимости от размеров испарителя, число оборотов для малых мешалок $n = 400$ об/мин, для больших — 200 об/мин.

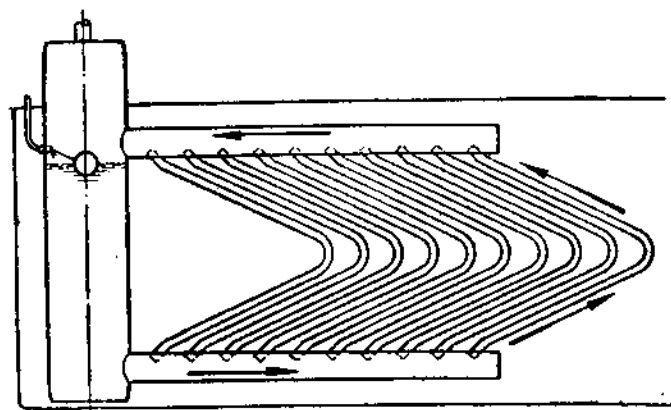


Фиг. 42. Поперечное сечение элемента Линде.

Потребная поверхность охлаждения испарителя составляется из отдельных секций, устанавливаемых в баке рядом; секции соединены сверху коллектором для парообразного аммиака, а внизу вне бака — коллектором жидкого аммиака с мас-

досборником. Секция Линде состоит из двух горизонтальных барабанов (диаметром 150 мм), соединенных между собой вертикальными, несколько изогнутыми в концах трубками диаметром 34/42 или 30/38 мм (фиг. 42). Верхний и нижний барабаны соединяются стояками *b* из труб большого диаметра (фиг. 40) для обратного отвода увлеченного жидкого аммиака из верхнего барабана в нижний. К верхнему барабану на его конце непосредственно приварен отделитель жидкого аммиака, из которого широкая спускная труба ведет в нижний барабан. Питание секций жидким аммиаком осуществляется от распределителя жидкого аммиака отдельными трубками, вводимыми сверху в средний стояк каждой секции примерно на половину его высоты.

Расстояние между центрами верхнего и нижнего барабанов 800 мм продиктовано высотой ледогенераторных баков, где испарительные системы Линде также нашли себе удобное применение; длина секции изменяется



Фиг. 43. Испаритель интенсивного действия завода Йорк с V-образными трубками.

в зависимости от необходимой поверхности охлаждения секции.

В приведенной таблице даны размеры испарителя до 84 м² при наибольшем размере секции 14 м². До последнего времени из технологических соображений не шли дальше этого предела. Однако, в настоящее время в связи с увеличением мощностей установок заводом „Компрессор“ уже изготавливается испаритель с поверхно-

стью охлаждения 240 м² из 12 секций по 20 м² каждая. Эсслингенский завод для испарителей большой производительности вводит специальные секции с расстоянием между центрами 1200 мм вместо 800 мм при соответствующем увеличении высоты бака.

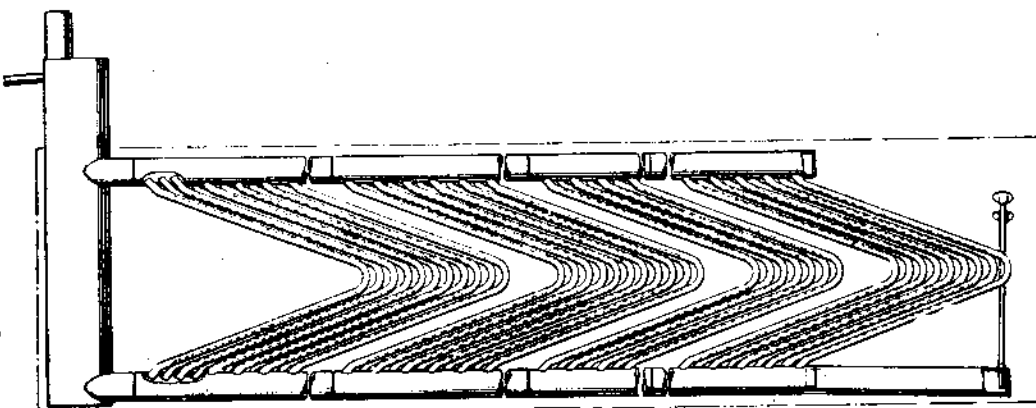
Внесенный наружу маслоотстойник имеет тот недостаток, что из-за него приходится в торцевой стенке бака делать сальники для пропуска трубок по числу секций; возможно внесение маслоотстойника внутрь бака с выводом маслоспускной трубы наверх, так как при открытии запорного вентиля масло будет выталкиваться давлением аммиака. При этом, однако, каждая секция должна иметь свой отстойник, так как фланцевые соединения в рассол погружаться не должны.

Существенным недостатком испарительных секций системы Линде является чрезмерно большой объем сварочных работ при их изготовлении. Сварка производится вручную и ее надежность в каждом отдельном случае зависит исключительно от опыта и добросовестности сварщика. Места сварки являются наиболее слабой частью аппарата и большое число сваренных мест, подвергающихся разъедающему действию рассола высокой концентрации, сокращает срок службы секций.

Взяв для примера секцию поверхностью охлаждения 14 м², имеющую 140 коротких трубок диаметром 34/42 мм, и три соединительных трубы (стояки) диаметром 67/76 мм, из которых каждая должна быть приварена концами к барабанам, видим, что надо приварить $(140 + 3) \cdot 2 = 286$ концов. В испарителе из шести секций по 14 м², общей поверхностью охлаждения 84 м², количество мест сварки одних лишь трубок (не считая штуцеров, лопышек, отделителей жидкости и пр.) достигает $286 \cdot 6 = 1716$. Соответ-

ственно этому количеству концов труб должны быть также просверлены отверстия в барабанах.

Испаритель интенсивного действия системы Йорка с изогнутыми V-образными трубками (фиг. 43 и 44) принципиально не отличается от



Фиг. 44 Испаритель интенсивного действия завода Йорк с V-образными трубками.

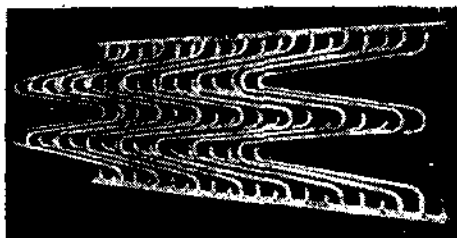
испарителя Линде. Изогнутая форма испарительных трубок позволяет без увеличения высоты испарителя дать трубкам большую длину (около 3000 мм) и при заданной охлаждающей поверхности испарителя значительно уменьшить число сварок. Из сопоставления длин отдельных трубок испарителей Йорка ($l = 3050$ мм) и Линде ($l = \frac{850 + 720}{2} = 785$ мм) видим, что число сварок в испарителе Йорка меньше, чем в испарителе Линде $\frac{3050}{785} = 3,9$ раза.

Из конструктивных особенностей испарителя завода Йорк следует отметить отсутствие в нем имеющих у Линде сливных труб (стояков) большого диаметра, которое было бы трудно разместить из-за V-образной формы трубок; при большой длине секции, однако, это может вызвать затруднение стока аммиака, тем более что секции испарителя Йорка в американских ледогенераторах собираются до 60 м длины; сварку на монтаже облегчают специальные вставки (фиг. 45). Холостой отросток нижнего коллектора (фиг. 44) имеет некоторый наклон, и маслопускная трубка из него выводится вверх.



Мешалки для поддержания интенсивной циркуляции рассола в баке применяются исключительно вертикальные с непосредственным приводом от электромотора на вертикальном валу. Эти мешалки не требуют дополнительного габарита для установки испарителя и, кроме того, позволяют

обойтись без сальника в рассоле. Тип вертикальной мешалки с направляющим аппаратом с непосредственным приводом от электромотора на вертикальной оси является наиболее распространенным в Америке.

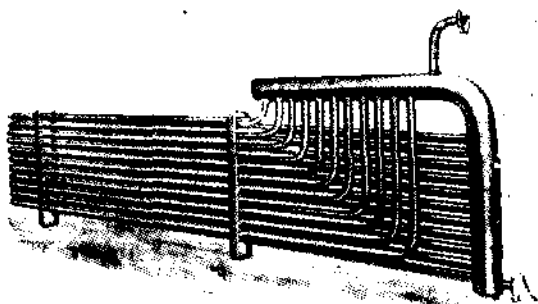


Фиг. 46. Испарительная секция интенсивного действия завода Фрик.

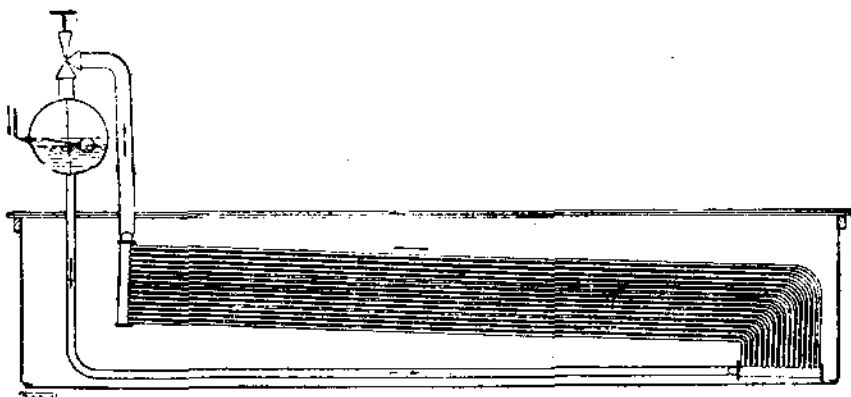
В табл. 12 приведены размеры испарителя системы Йорка с V-образными изогнутыми трубками поверхностью охлаждения 100 м^2 .

На фиг. 46 показана испарительная система интенсивного действия завода Фрик с изогнутыми W-образными трубками, благодаря чему в еще большей мере увеличивается длина единичной трубки, достижимая при заданной высоте секции, и уменьшается число сварок.

Применение длинных трубок имеет место и в родственных по конструкции испарителях Фрейндлиха (фиг. 47) и уступившего впоследствии место уже описанному типу „селечной кости“ (фиг. 44). Наконец, в испарителе Борзига, выпускавшемся также заводом „Красный Профинтерн“ в Бежице (фиг. 49), комбинация слегка наклоненных труб с вертикальными коллекторами близка по идее к так называемому морскому типу водотрубного котла Бабкок-Вилькокса. Прямоугольный бак испарителя аналогичен баку испарителя Линде. Мешалки пропеллерные, горизонтальные, по две в баке, расположенные одна над другой по вертикали. Испарительная секция состоит из двух вертикальных коллекторов-коробок треугольного сечения с наклонными трубками между ними. Наклон трубок опреде-

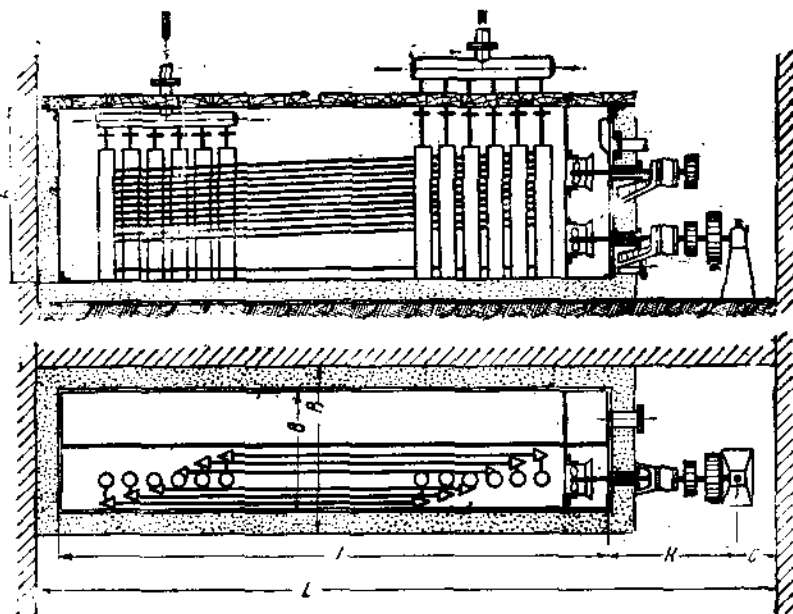


Фиг. 47. Испаритель интенсивного действия завода Фрейндлих.



Фиг. 48. Испаритель интенсивного действия завода Йорк (первоначальная конструкция).

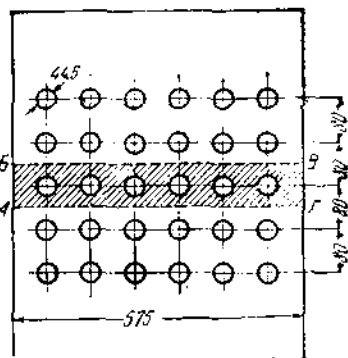
ляется подъемом около 50 мм на 1 пог. м , с подъемом к всасывающему коллектору. Отделитель жидкости устанавливается отдельно над испарителем. В табл. 13 приведены данные об испарителях этого типа, изготовлявшихся заводом „Красный Профинтерн“.



Фиг. 49. Испаритель интенсивного действия с наклонными трубами.

Для всех названных типов испарителей изготовляющими их заводами указываются производительности порядка $2500 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$ при 5°C разности температур, что определяет кажущуюся равноценность их в отношении веса металла и занимаемого места на 1000 кал ; между тем, условия теплопередачи в них различны как со стороны рассола, так и со стороны аммиака, так что названное совпадение более чем сомнительно, и лишь точные опыты смогут установить, перевешивает ли технологическая простота той или иной конструкции (уменьшение числа сварок и т. п.) ее недостатки в отношении теплопередачи.

В самом деле, теплопереход со стороны рассола в испарителе типа Борзиг определяется по формулам Линде (1—2) с подстановкой в роли d эквивалентного гидравлического диаметра. Для представленного на фиг. 50 среднего сечения в лучшем случае имеем, „отрезая“ пустоту внизу и над пучком труб, при расстоянии между осями труб по вертикали в 80 мм , при наружном диаметре труб $44,5 \text{ мм}$:



Фиг. 50.

$$\text{Площадь } AB\Gamma \quad 0,08 \cdot 0,575 - 6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4} = 0,0366 \text{ м}^2.$$

$$\text{Теплопередающий периметр } 6 \cdot \pi \cdot 0,0445 = 0,838 \text{ м}.$$

$$\text{Гидравлический диаметр } d_k = \frac{4f}{u} = \frac{4 \cdot 0,0366}{0,838} = 0,172 \text{ м}.$$

Тогда при скорости $w_s = 0,75 \text{ м/сек}$ и применении рассола CaCl_2 с уд. вес. 1,21 при температуре -15°C имеем по формуле Линде:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 1750(1 - 0,017 \cdot 15)[1 - 1,5 \cdot (1,21 - 1)] \cdot \frac{0,75^{0,87}}{0,172^{0,13}} = \\ &= 1750 \cdot 0,745 \cdot 685 \cdot \frac{0,78}{0,795} = 880 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{C}. \end{aligned}$$

Таблица 12.

Размеры испарителя Йорк с У-образными изогнутыми трубками.

Холодопроизводительность кал/час	Поверхность охлаждения м ²	Число калорий с 1 м ³ при $t_{с2} - t_{0} = 5^{\circ}\text{C}$	Основные размеры бака				Испарительные трубки			Вес		
			длина мм	ширина мм	высота мм	толщина стенки мм	длина мм	диаметр мм	число шт.	общий кг	кг на 1 000 кал/час	кг на 1 м ² охл. пов.
250 000	100	2 500	9 400	535	1 830	5	3 050	34/42	236	6 200	24,4	62

Таблица 13.

Испарители интенсивного действия с наклонными трубками.

№ по пор.	Общая холодо- производитель- ность кал/час	Поверхность ох- лаждения м²	Число калорий с 1 м³ при $t_{с2} - t_0 = 5^{\circ}$	Габарит при установке			Размеры бака				Испарительные трубки				Мешалка		В е с		
				Л. мм	В. мм	С. мм	1 мм	В. мм	Н. мм	толщина стенки бака мм	число шт.	длина каждой мм	диаметр трубок мм	число шт.	диаметр мм	общий кг	кг на 1 000 кал/час	кг на 1 м²	
1	72 500	29	2 500	5 514	1 555	500	4 200	1 155	814	5	72 6	2 720 2 720	40/44,5 30/38	2	500	2 30	28	70	
2	100 000	40	2 500	6 314	1 555	500	5 000	1 155	814	5	72 6	3 815 3 815	40/44,5 30/38	2	500	2 40	24	60	

К испарителю Линде этот расчет неприменим, так как в нем имеет место течение рассола поперек труб. Для трубы, обтекаемой потоком жидкости или газа перпендикулярно к ее оси, Ульзамер¹ путем обработки всех ранее опубликованных данных вывел зависимость:

$$Nu = 0,6 \cdot Pr^{0,31} \cdot Re^{0,5}, \quad (27)$$

где

$$Nu = \alpha \cdot \frac{d}{\lambda} \text{ — параметр Нуссельта}$$

$$Pr = \frac{c g \eta}{\lambda} \text{ — Прандтля}$$

и

$$Re = \frac{w d \gamma}{g \eta} \text{ — Рейнольдса,}$$

причем d здесь внешний (а не гидравлический) диаметр трубы. Уравнение (27) действительно для $Re > 50$ (что всегда имеет место в испарителях), когда влияние естественной конвекции исчезает.

Раскрывая скобки параметров и приводя к технической системе мер, находим:

$$\alpha_s = 5,8 \cdot \frac{c^{0,31} \cdot \lambda^{0,69} \cdot \gamma^{0,5}}{\eta^{0,19}} \cdot \frac{w_s^{0,5}}{d^{0,5}}. \quad (28)$$

Просчитав α_s для наиболее употребительных концентраций и температур рассола, мы привели зависимость α_s от концентрации и температуры к форме, аналогичной формуле Линде, а именно:

$$\text{Для } CaCl_2 \quad \alpha_s = 565 (1 + 0,0078 \cdot t) \cdot [1 - 0,9 (\gamma_s - 1)] \cdot \frac{w_s^{0,5}}{d^{0,5}}. \quad (29)$$

$$\text{Для } NaCl \quad \alpha_s = 565 (1 + 0,0078 \cdot t) \cdot [1 - 0,6 (\gamma_s - 1)] \cdot \frac{w_s^{0,5}}{d^{0,5}}. \quad (30)$$

Влияние t и γ здесь значительно ниже, чем в формулах Линде для рассола, что объясняется малым показателем степени при η , и самые значения α_s при одинаковой скорости и диаметре трубки значительно выше; для раствора $CaCl_2 \gamma_s = 1,21 \text{ кг/л}$ и $t_s = -15^\circ$ (условия предыдущего примера) мы получили бы при $w_s = 0,75 \text{ м/сек}$ и $d = 0,0445 \text{ м}$ с поперечным обтеканием:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 565 (1 - 0,0078 \cdot 15) (1 - 0,9 \cdot 0,21) \cdot \sqrt{\frac{75}{4,45}} = \\ &= 565 \cdot 0,883 \cdot 0,811 \cdot 4,1 = 1660 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}. \end{aligned}$$

Чистый случай поперечного обтекания, однако, имеет место лишь в испарителе Линде; в остальных испарителях (Йорк, Фрик и др.) имеет место промежуточный случай, для которого расчетных формул не имеется; однако следует ожидать, что теплопереход здесь будет ниже, чем при поперечном обтекании, приближаясь к продольному в наклонных участках труб, и к перпендикулярному — у заворотов (фиг. 44 и 46).

Для сопоставления этих систем в отношении условий теплоперехода со стороны кипящего аммиака необходимо предварительно рассмотреть основные явления, сопровождающие внутреннюю циркуляцию холодильного агента. Было бы ошибочным принимать, как это раньше делалось, что удельный вес аммиака в кипящих трубках является средним арифметическим между весом жидкости (внизу) и весом пара (наверху); наоборот, в испарителях типа Линде и Йорк удельный вес смеси в трубках весьма

¹ J. Ulsamer, Forschung № 2, 1932.

близок к весу чистой жидкости, так что правильным является нахождение уровня примерно на высоте нижней образующей верхнего коллектора, как на то указывает фиг. 43.

Выведем прежде всего наименьшее значение удельного веса жидкостно-паровой смеси в вертикальных кипятильных трубках испарителя Линде, что будет иметь место в том случае, когда уровень в стояке настолько низок, что отношение высот столбов как раз обратно отношению удельных весов, так что циркуляции нет, а есть лишь подтекание снизу в кипятильные трубки количества жидкости, равного количеству отходящего сверху пара. Пренебрегая этой, как мы увидим ниже, совершенно ничтожной скоростью подтекающей жидкости, мы в самой трубке регулярного движения жидкости не имеем, а имеем лишь подъем пузырей и их всплытие. Проанализируем плотность смеси в отдельном сечении, средняя же плотность по всей высоте трубки определяется как

$$\gamma_m = \frac{1}{H} \int_0^H \gamma \cdot dH. \quad (31)$$

Чем выше сечение, тем больше в нем должно быть пара, так как через него проходит весь пар, образовавшийся ниже этого сечения; принимая q_F постоянным по высоте, выводим объем пара, проходящего в 1 сек. через рассматриваемое сечение:

$$V_{\text{пара}} = \frac{Q_0 \cdot v''}{r_0 \cdot 3600} = \frac{q_F \cdot F \cdot v''_0}{r_0 \cdot 3600} = \frac{H \cdot \pi \cdot d \cdot q_F \cdot v''_0}{r_0 \cdot 3600} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (32)$$

что соответствует условной скорости

$$w_{\text{п.ра}} = \frac{V_{\text{пара}}}{f_{\text{трубки}}} = \frac{H \cdot \pi \cdot d \cdot q_F \cdot v''_0}{\pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot r_0 \cdot 3600} = \frac{H}{900 \cdot d} \cdot \frac{v''_0}{r_0} \cdot q_F. \quad (33)$$

Эта скорость будет действительной скоростью лишь в сечении трубки, свободном от жидкости; в нее должен подставляться внутренний диаметр трубки, а q_F также должно быть отнесено к внутреннему диаметру. В жидкости, однако, пар движется не со скоростью, выведенной в формуле (33), а в виде пузырей, поднимающихся со скоростью $w_{\text{пузырей}}$ большей, чем $w_{\text{пара}}$; тогда из условия непрерывности потока занимаемая ими в среднем доля сечения определится как

$$\chi = \frac{V_{\text{пара}}}{w_{\text{пузырей}} f_{\text{трубки}}} = \frac{w_{\text{пара}}}{w_{\text{пузырей}}} = \frac{H}{900 \cdot d} \cdot \frac{v''_0}{r_0} \cdot \frac{q_F}{w_{\text{пузырей}}}. \quad (34)$$

Удельный вес в любом сечении

$$\gamma = (1 - \chi) \cdot \gamma' + \chi \cdot \gamma'' \quad (35)$$

и в среднем по высоте

$$\begin{aligned} \gamma_m &= \frac{1}{H} \int_0^H \left[\left(1 - \frac{H}{900d} \cdot \frac{v''_0}{r_0} \cdot \frac{q_F}{w_{\text{пузырей}}} \right) \gamma' + \frac{H}{900d} \cdot \frac{v''_0}{r_0} \cdot \frac{q_F}{w_{\text{пузырей}}} \gamma'' \right] \cdot dH = \\ &= \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{H}{900d} \cdot \frac{v''_0}{r_0} \cdot \frac{q_F}{w_{\text{пузырей}}} \right) \cdot \gamma' + \frac{1}{2} \cdot \frac{H}{900d} \cdot \frac{v''_0}{r_0} \cdot \frac{q_F}{w_{\text{пузырей}}} \cdot \gamma''. \end{aligned} \quad (36)$$

Отношение этого γ_m к удельному весу чистой жидкости γ' , равное при отсутствии циркуляции отношению высоты столба в стояке к высоте в кипяtilьной трубке, составит

$$b = \frac{\gamma_m}{\gamma'} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{H}{900d} \cdot \frac{v_0''}{r_0} \cdot \frac{q_F}{w_{\text{пузырей}}} \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right). \quad (37)$$

Для NH_3 отношение $\frac{\gamma''}{\gamma'}$ мало по сравнению с единицей, так что

$$b \approx 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{H}{900d} \cdot \frac{v_0''}{r_0} \cdot \frac{q_F}{w_{\text{пузырей}}}. \quad (38)$$

Скорость шарового пузыря в спокойной жидкости определяется удельным весом жидкости (чем больше γ' , тем больше подъемная сила), вязкостью жидкости¹ и, наконец, размером пузыря. В самом деле, чем больше пузырь, тем больше должна быть подъемная сила, пропорциональная объему, в то время как поверхность (и соответственно сопротивление) растет в меньшей степени. Рост скорости пропорционально отношению объем



Фиг. 51. Скорость подъема воздушных пузырей в покойшей воде (+15° С).

наблюдается, одесечение (фиг. 51), лишь до некоторого, очень низкого предела, после которого скорость остается почти постоянной; объясняется это потерей пузырем шаровой формы и увеличением сопротивления. Бдльшее поверхностное натяжение должно способствовать сохранению шаровой формы, так что и этот фактор имеет значение.

На основе фиг. 51 и 28 принимаем $w_{\text{пузырей}} = 0,3$ м/сек; относя q_F к внутреннему диаметру, находим для обычного значения в испарителе Линде

$$q_F = 2500 \frac{42}{34} = 3090 \text{ кал./м}^2 \text{ час}$$

При выходе из трубок по формуле (33):

$$w_{\text{пара}} = \frac{800}{900 \cdot 34} \cdot \frac{0,4184 \cdot 3090}{309,6} = 0,11 \text{ м/сек.}$$

а скорость подтекающей жидкости в отношении удельных объемов составит всего

$$w_{\text{жидк}} = 0,11 \frac{0,001534}{0,4184} = 0,0004 \text{ м/сек.}$$

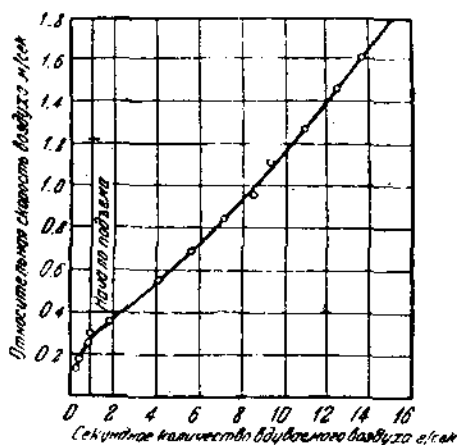
По формуле (38) для $t_0 = -10^\circ$ найдем

$$b = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{800}{900 \cdot 34} \cdot \frac{0,4184}{309,6} \cdot \frac{3090}{0,3} = 1 - 0,18 = 0,82.$$

Мы видим, что обратная b подъемная сила парообразования тем меньше, чем больше относительная скорость пузырей $w_{\text{пузырей}}$ по отношению к жидкости. Указанные на фиг. 51 скорости, однако, относятся лишь к случаю

¹ Влияние параметров жидкости экспериментально полностью не установлено, но по имеющимся данным невелико; принимаем скорость пузырей и потери такими же, как при движении воздушных пузырей в воде.

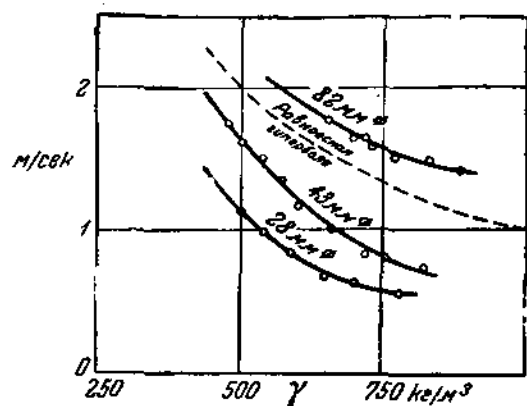
движения пузырей в спокойной жидкости; при значительном обогащении жидкости пузырями вязкость смеси падает, и относительная скорость пузырей по отношению к жидкости возрастает во много раз против указанных в фиг. 51 значений. Специальные опыты, произведенные применительно к эйр-лифту (насос „Маммут“) ¹ и к водотрубным котлам ², выявляют следующие особенности эйр-лифта и циркуляции в водотрубных котлах, знание которых необходимо для понимания процессов в испарителях.



Фиг. 52. Зависимость относительной скорости воздуха от количества воздуха.

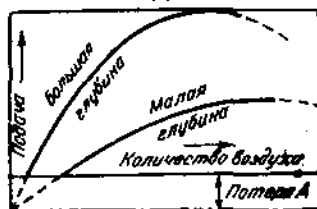
С возрастанием количества воздуха, подаваемого в эйр-лифт, относительная скорость воздуха возрастает (фиг. 52), причем это возрастание скорости обусловлено уменьшением вязкости смеси, насыщенной пузырями, поскольку вязкость тем меньше, чем меньше плотность, это иллюстрируется и фиг. 53, попутно выявляющей влияние диаметра. Фиг. 52 показывает почти с самого начала возрастание относительной скорости пузырей в прямой пропорции с количеством вдуваемого газа. Вместе с тем согласно уравнениям (34) и (35) удельный вес смеси зависит от частного $\frac{\text{количество газа}}{\text{скорость газа}}$

и, следовательно, остается почти постоянным. Так как разность плотностей — движущая сила эйр-лифта — меняется мало, то отсюда следует, что возрастание подачи жидкости с увеличением подачи газа обусловлено преимущественно уменьшением вязкости и увеличением количества пузырей. Подача жидкости как функция подачи воздуха имеет некий максимум (фиг. 54),



Фиг. 53. Зависимость относительной скорости паровых пузырей от удельного веса пароводяной смеси в трубах различного диаметра.

после которого опять начинает убывать; этот максимум имеет место при „предельной“ скорости воздуха, зависящей от диаметра трубки (фиг. 55), при которой идут уже не пузыри, а непрерывная струя газа, прокла-



Фиг. 54. Типовая характеристика подачи насосов „Маммут“.

дывающего себе путь в жидкости, лишь незначительно увлекая ее с собой. До этой критической скорости подача жидкости по Берингеру составляет:

$$V_{\text{жидк}} = V_{\text{газ}} \cdot \frac{b}{1-b} - A - B. \quad (39)$$

¹ Höfer, VDI — Forschungsheft 138; Pickert, Forschung № 6, 1932; Behringer, Forschung № 6, 1932.

² Schmidt, VDI № 33, 1929; Cleve, VDI — Forschungsheft 322.

Берингер, выражая объемы $V_{жидк}$ к $V_{газ}$ в л/час, дал для постоянной в каждой трубе потери A (зависящей от гидроавлических явлений на поверхности пузырей) график фиг. 56, а потеря B , зависящая от скорости $w_{газ}$ [аналогичной определяемой формулой (33)], в опытах Берингера составила

$$B = 0,06 \cdot (w_{газ} \cdot d)^{1/2}, \quad (40)$$

где B выражено в л/час, $w_{газ}$ — в см/сек и d — в сантиметрах.



Фиг. 55. Зависимость предельной скорости воздуха от диаметра трубы в свету.

Потеря A по графику 56 может быть в первом приближении применена для определения того, при каком значении только начнется подача; в этих условиях член B очень мал, так что при

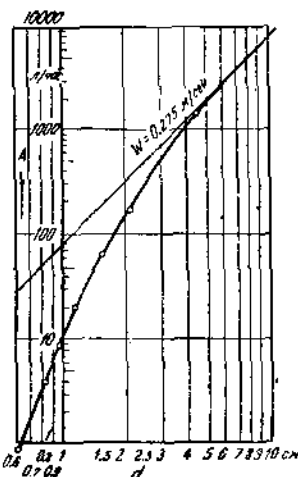
$$V_{жидк} = 0 \quad (41)$$

(условие отсутствия подачи)

$$V_{газ} \cdot \frac{b}{1-b} = A \quad (42)$$

или

$$\frac{1}{b} = \frac{V_{газ}}{A} + 1. \quad (43)$$



Фиг. 56. Объемная потеря A в зависимости от диаметра трубы в свету.

Пользуясь формулой (43) для определения значения величины b , с которой начинается циркуляция (ниже высоты $b \cdot H$ не должен опускаться уровень жидкости в стояке), следует вводить вместо $V_{газ}$ лишь часть величины $V_{пар}$, так как в отличие от эйр-лифта, где газ вводится снизу, пар развивается по всей высоте; примем в первом приближении для расчета

$$V_{газ} = \frac{1}{2} \cdot V_{пар}. \quad (44)$$

Количество же пара определяется по формуле

$$V_{пар} = H \cdot \pi \cdot d \cdot \frac{v_0}{r_0} q_F. \quad (45)$$

Выражая H и d в метрах, а v_0 в л/кг, найдем $V_{пар}$ в л/час.

Пример 1. Найти высоту жидкости в сливных трубах (стояках) испарителя Линде (диаметр труб 67/76), в стояке у отделителя жидкости при диаметре трубы 100,5/108 и в стояке очень большого диаметра, где влиянием пузырей можно пренебречь, если в кипящих трубах диаметром 34/42 жидкость доходит до верхнего конца.

Берем $H = 0,8$ м, $q_F = 2500$ кал/м² час и $t_0 = -10^\circ$ Ц.

Для труб большого диаметра берем в соответствии с формулой (28) уменьшенное значение q_F . Результат сводим в табл. 14.

Таблица 14.

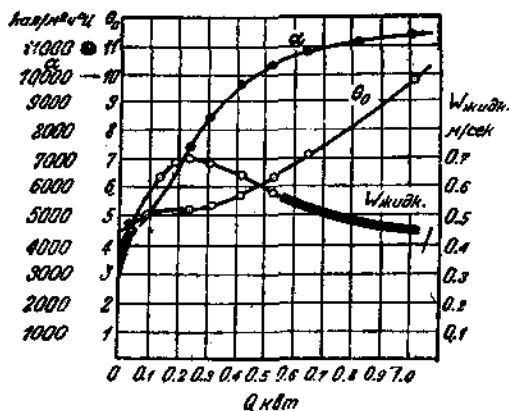
Диаметр труб в мм	q_F кал/м ² час	$V_{пар}$ л/час	A л/час	$\frac{V_{пар}}{2A}$	$\frac{1}{b}$	b	Высота столба жидкости м
34/42	2500	355	650	0,273	1,273	0,785	0,8
67/76	2000	500	3450	0,0725	1,0725	0,932	0,672
100,5/108	1800	655	905	0,036	1,036	0,966	0,650
∞	0		∞	0	1	1	0,627

В действительности, высота уровня в стояке у отделителя жидкости будет приближаться к высоте в очень широком сосуде из-за имеющегося сверху увеличения сечения стояка.

Приведенная таблица указывает на достаточность применяемого диаметра стояков и сточных труб в испарителе Линде; меньший диаметр сточных труб уменьшил бы движущий напор циркуляции и затруднил бы питание кипятильных трубок.

Мы рассмотрели условие равновесия жидкости в стояках и кипятильных трубах. При более высоком уровне в стояке, чем определенный в выше-

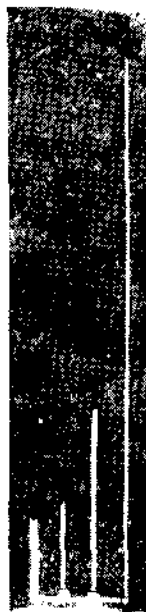
приведенных примерах, равновесия не будет, начнется циркуляция, и возрастание $w_{жидк}$ приведет к увеличению $\gamma_{мес}$, что уменьшит создающий циркуляцию напор; при некоторой скорости $w_{жидк}$ и соответствующем значении $\gamma_{мес}$ наступит равновесие между сопротивлением протеканию и движущей силой, что учтено в формуле (39) членом B . Следует, однако, помнить, что формула Берингера не подлежит применению при $b=1$, что имеет место в котлах и испарителях при выводе трубок ниже уровня жидкости (фиг. 97), так как она при этом дала бы ошибочно бесконечную подачу. Тем не менее эта фор-



Фиг. 57.

мула хорошо выражает характер изменения подачи с количеством продуваемого газа, где влияние потери B приводит к тому, что с увеличением $V_{газ}$ возрастание подачи идет все более медленно и, наконец, прекращается (фиг. 54); более того, при очень большом количестве газа подача жидкости может упасть до некоторого количества влаги, увлекаемого во взвешенном состоянии струей газа, проходящей по трубке. В водотрубных котлах и испарителях в основном имеют место те же явления. С возрастанием нагрузки скорость циркуляции $w_{жидк}$ растет, а затем падает, скорость же пара непрерывно растет и α также возрастает (фиг. 57), как мы уже отмечали в § 2. Характерным еще является наличие пульсаций, приводящих к выплескиванию жидкости вместе с паром, что в паровых котлах приводит к попаданию влаги в паропровод, а в испарителях малых SO_2 -машин, где это явление также наблюдается, к попаданию жидкости в компрессор (на фиг. 57 зоны пульсации помечены штриховкой на кривой $w_{жидк}$).

Отметим еще, что в трубках очень малого диаметра подъемная сила пара сильно возрастает, что выявлено в частности Т. Шишлеем в опыте, изображенном на фиг. 58. Он налил аммиак в трубки, сообщающиеся нижним коллектором, причем высота подъема жидкости выявлялась инеем. В левой трубке диаметром 3 дюйма уровень NH_3 составил 0,81 м, в следующей, диаметром 2 дюйма — 1,01 м, затем при диаметре 1 дюйма — уже 1,98 м и при диаметре $3/8$ дюйма ≈ 9 м — дошел до 5,52 м; между тем, в формулу (38) d входит лишь в степени -1 , так что столь резкое увеличение высоты может быть вызвано именно уменьшением потери A (фиг. 56). В малых трубках пузыри движутся медленнее, в особенности пузыри „поршневого типа“, заполняющие все сечение трубки (фиг. 51); а меньшая скорость пузырей означает меньшую γ и больший подъем $\frac{1}{b}$



Фиг. 58.

Однако естественно ожидать, что при уменьшении диаметра трубок с появлением пузырей поршневого типа, прилегающих к стенкам, теплопереход со стороны аммиака будет ухудшаться; поэтому в практике, несмотря на улучшение α_s с уменьшением d по формуле (29), трубы размером ниже 30/38 мм не применяются, кроме испарителей домашних машин (§ 5).

В то время как в вертикальных трубах пузыри движутся близко к середине, а пузыри большого размера даже точно по оси трубы, в наклонных трубах вероятно прилегание их к верхней образующей. Пузыри при этом задерживаются, и удельный вес заполняющей их смеси падает до весьма низких величин (фиг. 38); усиление циркуляции, способствующее отрыванию пузырей, здесь совершенно необходимо и достигается установкой отделителя жидкости на большей высоте (фиг. 48), так что циркуляционный импелс дается уже не столько пониженной плотностью в кипящих трубках, сколько разностью плотностей в питающей (Falleitung) и подъемной (Steigleitung). Поэтому, если испаритель Йорка (фиг. 43–44) обходится отделителем-стояком, то W-образный испаритель Фрика (фиг. 46) уже должен присоединяться к специальному отделителю жидкости, подвешенному на должной высоте; для испарителя Зиро (фиг. 77) эта высота составляет около 5 м. Поднятие отделителя усиливает циркуляцию (фиг. 59), но чрезмерная высота нежелательна помимо вызываемой ею связанности в проектировании расположения установки тем, что вызывает повышение температуры аммиака в испарителе, от которой зависит θ и q_f испарителя, с величины t_0 , соответствующей давлению всасывания P_0 , до значения $t_0' = f(P_0 + \Delta P)$, где в первом приближении

$$\Delta P = H \gamma. \quad (46)$$

Хотя точный расчет циркуляции в настоящее время еще невозможен, главным образом, из-за неизвестности гидравлического сопротивления, в частности, сопротивления трения для смеси жидкости с пузырями, сильно отличной от обычных жидкостей или паров, но изучение условий циркуляции позволяет установить характер явлений, происходящих в тех или иных аппаратах. Некоторые вопросы циркуляции нами будут освещены дополнительно, применительно к испарителям малых машин и инвертному типу (§ 5).

Дадим на основе изложенного пример расчета испарителя Линде.

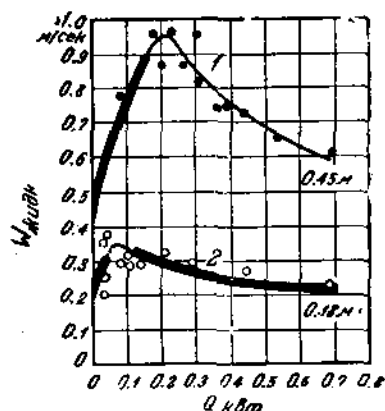
Пример 2. Определить размеры охлаждающей поверхности испарителя Линде для нижеследующих условий работы:

Холодопроизводительность	$Q_0 = 100\,000 \text{ кал/час}$
Температура испарения аммиака	$t_0 = -20^\circ \text{Ц}$
Температура отходящего рассола	$t_{s2} = 15^\circ \text{Ц}$
Удельный вес раствора CaCl_2	$\gamma_s = 1,21 \text{ кг/л}$
Скорость циркуляции рассола	$w_s = 0,75 \text{ м/сек}$
Трубки	диаметр 31/38 мм
По формуле (29):	

$$\alpha_s = 565 (1 - 0,0078 \cdot 15) \cdot \left[1 - 0,9 (1,21 - 1) \right] \cdot \sqrt{\frac{75}{3,8}} = 565 \cdot 0,883 \cdot 0,811 \cdot 4,44 = 1\,800 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц}.$$

Для стенки $\frac{\alpha}{\lambda \epsilon_1} = \frac{0,0035}{50 \cdot 0,91} = 0,00077$, сопротивление же масляного слоя и окраски примем в размере

$$\frac{\epsilon_1}{\lambda_1} = \frac{0,00005}{0,1} = 0,0005.$$



Фиг. 59. Расстояние от центра кипательной трубы до уровня в баббле для кривой 1 — 0,45 м, для кривой 2 — 0,18 м.

Задаваясь $q_F = 2500$ по наружной поверхности, для внутренней находим

$$q_F = 2500 \cdot \frac{38}{31} = 3070 \text{ кал/м}^2 \text{ час},$$

и по фиг. 34 (верхний предел)

$$\alpha_{NH_3} = 1200 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$$

тогда для F_2

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{1800} + 0,000077 + 0,0005 + \frac{1}{1200 \cdot 0,515} =$$

$$= 0,000555 + 0,00077 + 0,000500 + 0,001020 = 0,002845$$

и

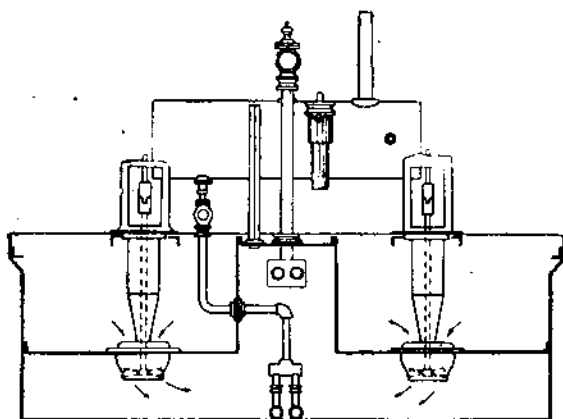
$$k = 465 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц},$$

$$q_F = 465(20 - 15) = 2325 \text{ кал/м}^2 \text{ час}.$$

Это значение достаточно близко к тому, которым мы задались, и пересчета α_n не требуется; вообще же необходимо действовать последовательными приближениями. В результате

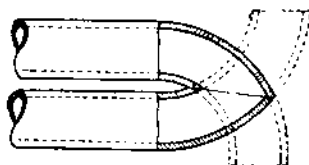
$$F_2 = \frac{Q_0}{q_F} = \frac{100000}{2325} = 43 \text{ м}^2.$$

В заключение отметим, что при скорости циркулирующего рассола в этих испарителях, создаваемой мешалками интенсивного действия и достигающей весьма значительных размеров — до 1 м/сек, в баке испарителя устанавливается значительная разность уровней рассола до и после мешалки, могущая привести к тому, что непосредственно за мешалкой возможно выбрасывание рассола через края бака или на противоположном конце бака будет иметь место значительное понижение уровня рассола, оголяющее верхнюю часть поверхности испарительных систем. Это явление особенно неблагоприятно сказывается в длинных баках ледогенераторов, где появляется опасность или заливания рас-

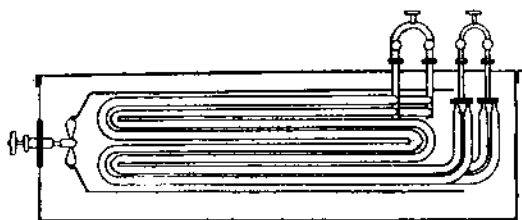


Фиг. 60.

сола в ледовые формы или оголения поверхности форм в верхних концах у значительной части ледовых форм. Поэтому является целесообразным заключать испарительные системы в замкнутую сверху ко-



Фиг. 61.



Фиг. 62.

робку, сквозь которую рассол пригоняется мешалкой под напором (фиг. 60). Одновременно с этим, желая получить большую скорость рассола без чрезмерной его подачи, увеличивающей затрату работы на привод мешалки, стремятся к уменьшению сечения коробки, в которую помещена испа-

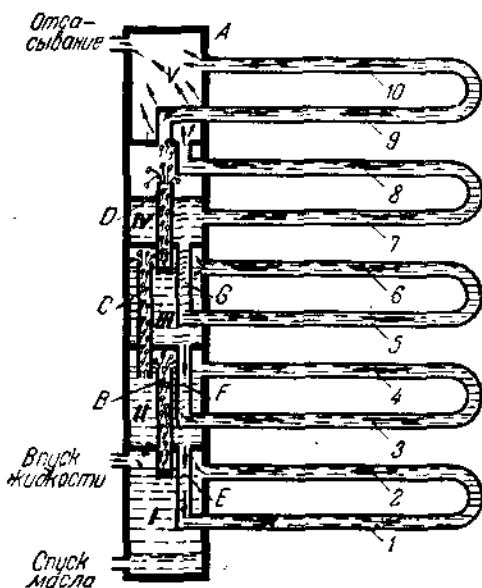
нительная система. В частности Фрейндлих, желая получить в своем испарителе (фиг. 47) более тесное расположение труб, чем это допускает радиус гнущая, применяет соединение, показанное в фиг. 61, с компоновкой согласно фиг. 47 или фиг. 62.

В. Каскадный испаритель Хильгера.

Выше мы упомянули про влияние статического столба жидкости; конструкция испарителя Хильгера (фиг. 63) как раз имеет целью устранить причины, повышающие температуру испарения в испарителе выше температуры, соответствующей давлению во всасывающей линии компрессора, и тем избежать излишней затраты работы, неизбежно связанной с понижением давления всасывания.

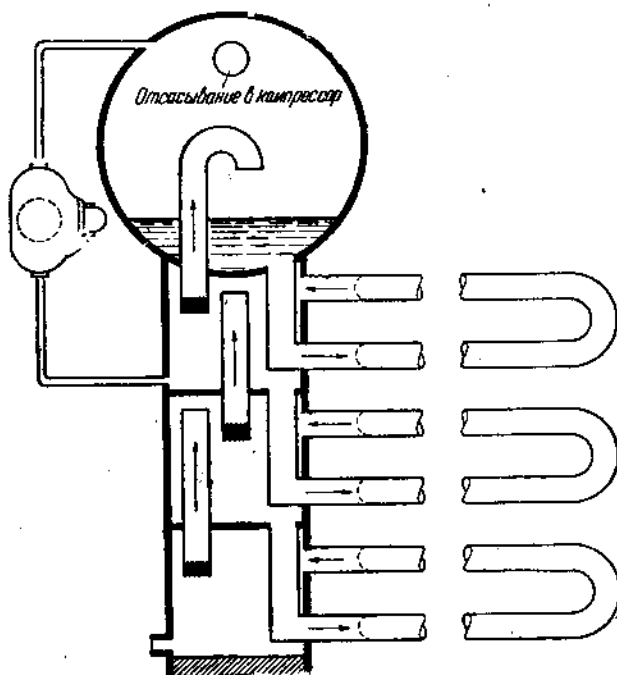
Первая причина — трение в трубах испарителя — устраняется применением конструкций испарительных систем с короткими трубами, что мы уже имели в испарительных системах Линде, Йорка, Фрика, и др. Второй причиной является статическое давление столба жидкости в испарительной системе, уменьшение которого и является основной задачей конструкции Хильгера.

Каскадный испаритель системы Хильгера с многократным питанием и отсасыванием (фиг. 63) удовлетворяет обоим требованиям. Головная часть испарителя, или стояк, разделяется поперечными горизонтальными перегородками на несколько отделений, находящихся друг над другом (5—7 отделений). К каждому отделению присоединяется одна из секций труб, в которых происходит испарение аммиака. Отделения сообщаются между собой с помощью вставных вертикальных труб *B*, *C*, *D*. Ввод жидкого аммиака — в нижнее отделение стояка, отсасывание газообразного аммиака — сверху, спуск масла — у дна стояка. Жидкий аммиак, заполнив нижнее отделение, поднимается во второе отделение; жидкость из второго отделения опускается по трубе *E* в первый пучок труб непосредственного испарения, обозначенный на схеме 1-2. Пар попадает в первое отделение и, прорываясь по трубе *B* в виде пузырей, усиленно увлекает с собой жидкость в отделение II. Отделение II постепенно заполняется, и жидкость получает возможность подняться в отделение III; жидкость из него опускается по трубе *F* во второй пучок труб 3-4, а пар попадает в отделение II и по трубе *C* вместе с жидкостью прорывается в отделение III.* Процесс продолжается до тех пор, пока весь стояк не заполнится жидкостью; из верхнего отделения пар отсасывается компрессором. Так как аммиак поступает в каждую трубу самотеком, то трение в них должно быть настолько малым, чтобы оно преодолевалось столбом жидкости в соответствующем отделении; последнее достигается тем, что длина отдельных труб в секции не превышает 25—40 пог. м. Хотя все отделения стояка до значительной высоты заполнены жидким аммиаком, преодолеваемое статическое давление не равно весу всего столба жидкости, а равно лишь весу столба пара и жидкости, находящегося в соединительных трубах *B*, *C*, *D*, который незначи-



Фиг. 63. Испаритель Хильгера.

телен. В нижней точке каждого отделения сделаны небольшие отверстия, через которые во время перерыва в работе жидкий аммиак стекает вниз; масло спускается в низшей точке испарителя. На фиг. 64 показана конструкция испарителя Хильгера с поплавковым регулирующим вентилем, производящим питание стояка аммиаком сверху и поддерживающего постоянный уровень жидкого аммиака в верхнем барабане; отсасывание паров аммиака компрессором производится из верхнего барабана, являющегося одновременно отделителем жидкости. Особенно велико влияние статического напора на повышение t_0 при низких температурах:



Фиг. 64. Испаритель Хильгера с поплавковым регулирующим вентилем.

для охлаждения камер, в которых в США (для ускоренного замораживания мяса и рыбы, для мороженого) применяются температуры до -40°C .

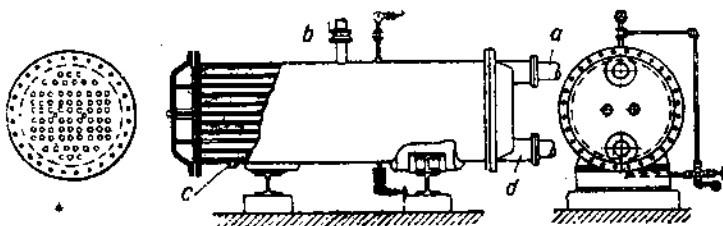
Температура испарения по манометру у компрессора
 -10° -30° -50° .

Температура испарения в испарителе на глубине 1 м
 $-9,5^{\circ}$ $-28,9^{\circ}$ $-47,3^{\circ}$.

Поэтому испаритель Хильгера разработан им не только для рассола, но и

Г. Кожухо-трубчатые испарители.

По условиям происходящего в испарителе теплообмена целесообразно для повышения скорости рассола установить циркуляцию последнего внутри труб, а омывание их испаряющимся холодильным агентом — снаружи труб (затопление межтрубного пространства жидким аммиаком). Типовым аппа-

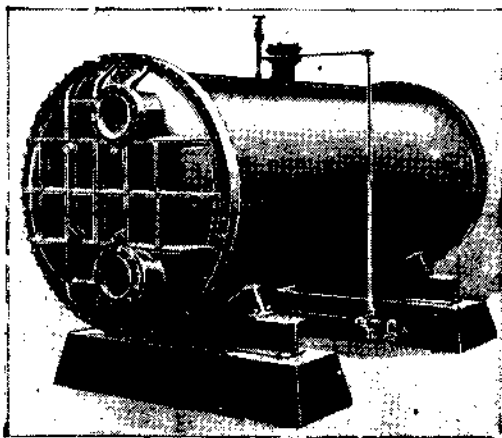


Фиг. 65. Кожухо-трубчатый испаритель.

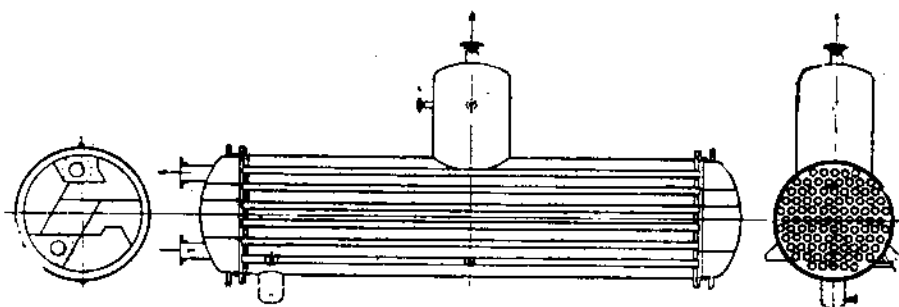
c — вход жидкого аммиака; b — выход паров аммиака; a — выход рассола; d — вход рассола.

ратом этого рода является кожухо-трубчатый испаритель (фиг. 65 и 66), выполняемый в Америке заводами Йорк, Арктик, Карбондейль, Фрик и др. с поверхностью охлаждения от 7 до 261 м^2 . Кожухо-трубчатый испаритель представляет собой цилиндрический барабан с толстыми днищами-решетками, в которые ввальцовываются бесшовные стальные трубы диаметром 2 дюйма.

Многоходовые испарители закрываются с обеих сторон крышками, разделенными внутренними ребрами на камеры, позволяющие рассолу осушить многоходовое последовательное прохождение через испаритель. Число ходов составляет обычно от 6 до 12. Кожух испарителя выполняется обычно сварным из листовой стали толщиной от 6,5 до 13 мм (в зависимости от диаметра барабана). Сварка производится двухсторонняя; кромки листов предварительно прострагиваются со скосами для получения лучшего сварного шва. Железные днища-решетки, привариваемые к кожуху, должны иметь достаточную толщину (30—35 мм) для уплотнения труб при развальцовке. К кожуху испарителя привариваются штуцера снизу для ввода жидкого аммиака, сверху — для выхода испарившегося аммиака; кроме того, кожух испарителя снабжается штуцером для спуска масла, указателем уровня жидкого аммиака в нем и предохранительным клапаном. Уровень аммиака в межтрубном пространстве поддерживается на высоте около 0,8 диаметра кожуха и определяется по высоте обмерзания указательной железной трубки. Отделитель жидкости обычно устанавливается отдельно; некоторые заводы устраивают его непосредственно на кожухе наподобие сухопарника в паровом котле (фиг. 67). Ребристые крышки многоходовых испарителей, из которых одна снабжена штуцером для входа и выхода рассола, выполняются



Фиг. 66. Внешний вид кожухо-трубчатого испарителя.



Фиг. 67. Кожухо-трубчатый испаритель с сухопарником.

как литыми чугунными, так и железными сварными. Для жесткости крышки стягиваются между собой несколькими анкерными болтами (диаметром $1\frac{1}{2}$ дюйма), проходящими насквозь через отдельные трубы испарителя (фиг. 65). Крышки крепятся к барабану болтами, что дает возможность иметь легкий доступ к решеткам для осмотра и чистки труб.

Основные размеры многоходовых кожухо-трубчатых испарителей в исполнении американского завода Арктик¹, приведены в табл. 15. В зависимости от скорости циркулирующего рассола, изменяющейся обычно

¹ Р. Планк, Американская холодильная техника.

в пределах от 0,75 до 2,0 м/сек, практический коэффициент теплопередачи составляет 300—500 кал/м² час °С, а число калорий, практически снимаемых с 1 м² поверхности охлаждения, составляет 1500—2500 кал/м² час °С при разности температур аммиака и рассола в 5° С.

Помимо скорости рассола большое влияние на коэффициент теплопередачи оказывает высота уровня аммиака; находящиеся над уровнем аммиака трубы дают лишь ничтожную производительность за счет осушения и перегрева отходящего пара, так что применение сухопарника больших размеров (фиг. 67), позволяющего затопить все трубки, весьма целесообразно. Опыты

ТАБЛИЦА 15.

Кожухотрубчатые испарители завода „Арктик“. (Arctic Ice Machine Co).

№ по пор.	Внутренний диаметр кожуха D мм	Длина кожуха L мм	Число труб Φ 2" z	Число проходов для рассола n	Толщина стенки кожуха δ мм	Диаметр пипера для рассола мм	Охлаждающая поверхность F м ²	Вес кг	
								Общий	На 1 м ² охлаждающей поверхн.
1	660	1830	60	12	6,5	90	16,0	1250	78,5
2	660	2745	60	12	6,5	90	24,0	1550	64,5
3	660	3660	60	12	6,5	90	32,0	1850	58,0
4	864	2745	96	12	7,9	100	38,1	2700	71,0
5	864	3660	96	12	7,9	100	50,6	3300	65,4
6	864	5490	96	12	7,9	100	76,8	3900	50,8
7	1067	3610	176	10	9,5	150	92,8	4900	53,0
8	1067	5490	176	10	9,5	150	139,2	6500	46,7

Сопротивление протеканию в кг/см² при скоростях рассола w_s в м/сек.

№ по пор.	$w_s = 0,375$	$w_s = 0,75$	$w_s = 1,0$	$w_s = 1,5$	$w_s = 2,0$	$w_s = 2,5$
1	0,017	0,077	0,105	0,232	0,400	0,612
2	0,0225	0,084	0,141	0,302	0,520	0,844
3	0,030	0,105	0,176	0,366	0,612	1,055
4	0,0225	0,084	0,141	0,302	0,520	0,844
5	0,030	0,105	0,176	0,366	0,612	1,055
6	0,046	0,148	0,246	0,520	0,850	1,405
7	0,030	0,100	0,169	0,338	0,577	0,984
8	0,043	0,141	0,246	0,492	0,844	1,335

Количество протекающего рассола V (л/сек) при скоростях рассола м/сек.

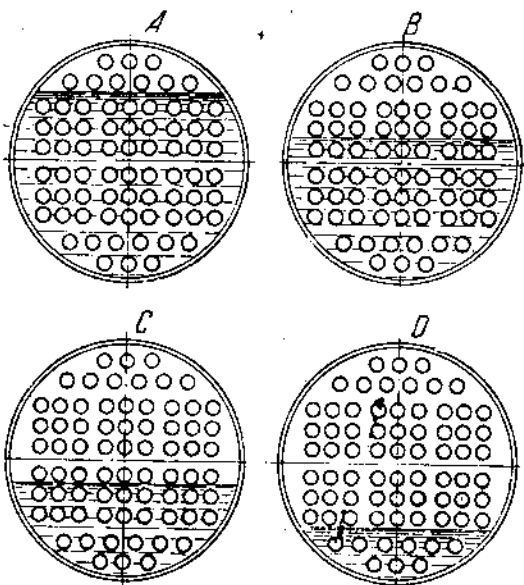
№ по пор.	$w_s = 0,375$	$w_s = 0,75$	$w_s = 1,0$	$w_s = 1,5$	$w_s = 2,0$	$w_s = 2,5$	$V = \frac{z}{n} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,0508^3 \cdot w_s \cdot 1000$ л/сек
1	3,75	7,5	10,0	15,0	20,0	25,0	
2	3,75	7,5	10,0	15,0	20,0	25,0	
3	3,75	7,5	10,0	15,0	20,0	25,0	
4	6,0	12,0	16,0	24,0	32,0	40,0	
5	6,0	12,0	16,0	24,0	32,0	40,0	
6	6,0	12,0	16,0	24,0	32,0	40,0	
7	13,5	27,0	36,0	54,0	72,0	90,0	
8	13,5	27,0	36,0	54,0	72,0	90,0	

Холодопроизводительность Q_0 (кал/час) при разности температур аммиака и рассола $\theta = 5^\circ \text{Ц}$ и скоростях рассола w_s (м/сек).

№ по пор.	$w_s = 0,375$	$w_s = 0,75$	$w_s = 1,0$	$w_s = 1,5$	$w_s = 2,0$	$w_s = 2,5$	$Q_0 = k \cdot F \cdot \theta$
1	15 500	24 000	28 000	35 000	40 000	43 500	
2	23 500	36 000	42 000	53 000	60 000	65 500	
3	31 000	48 000	56 000	70 500	80 000	87 000	
4	37 000	57 000	67 000	84 000	95 000	104 000	
5	49 000	76 000	89 000	111 000	126 500	138 000	
6	74 000	114 000	133 000	168 000	190 000	208 000	
7	90 000	139 000	162 500	204 000	232 000	253 000	
8	136 900	209 000	244 000	306 000	348 000	380 000	
Значения коэффициентов теплопередачи k (кал/м ² час °Ц)							
	195	300	350	440	500	545	

Шиплея над влиянием уровня (фиг. 68) в кожухо-трубчатом испарителе показали, что с понижением уровня общая производительность Q_0 и k , отнесенное ко всей поверхности, падают; с отнесением q_F и k к затопленной поверхности труб наблюдается возрастание k с уменьшением степени затопления, что может быть объяснено отчасти возрастанием q_F согласно § 2, отчасти уменьшением попадания пузырей с нижних труб на верхние с частичной изоляцией их поверхности. Результаты опытов и вычисленные нами значения сведены в табл. 16; скорость рассола составляла около 0,68 м/сек, температура его около $+1,1^\circ \text{Ц}$. Другая серия опытов, произведенная при температуре рассола $-7,8^\circ$ и температурах испарения от -19° до -26°Ц дала такие же результаты. Поверхность испарителя $F \approx 70 \text{ м}^2$.

Выявленное влияние уровня аммиака на теплопередачу (табл. 16) большее, чем следовало бы ожидать по теоретическим соображениям (оно требует подтверждения дополнительными опытами), может быть устранено с помощью конструкции кожухо-трубчатого испарителя, предложенной MAN в германском патенте № 452563 (фиг. 69), где межтрубное пространство разделяется параллельными горизонтальными перегородками g на отделения I, II, III, расположенные друг над другом и сообщающиеся между собой каналами h для выхода образующихся пузырей пара; таким образом пары, идущие из нижележащих отделений, не приходят в соприкосновение ни с жидкостью, ни с трубами выше расположенных отделений. В каждом отделении процесс парообразования происходит независимо, а образующиеся в них пары отводятся параллельно в общий паросборник (отделитель жидкости) J , откуда последние отсасываются обычным путем компрессором через штуцер k . Высота уровня жидкости в каждом отделении устанавливается в соответствии с допустимым сопротивлением испарению и определяется в большинстве случаев конструктивными условиями. Для поддержания одинакового уровня жидкости в камерах, располагающихся симметрично по обе стороны



Фиг. 68.

Таблица 16.

Схема затопления (фиг. 68)	A	B	C	D
Высота столба жидкого аммиака $м$	670	508	340	165
Доля затопленных трубок в % . .	87,5	62,5	37,5	12,5
Температура испарения t_0 °Ц . .	-12	-13	-16,5	-22,3
Температура перегретых паров при выходе из испарителя °Ц .	-10	-9	-8,5	-9
Расчетная разность температур $\theta = t_s - t_0$ °Ц	10,7	11,8	15,3	21,8
q_F (для всей поверхности) $кал/м^2 \text{ час}$	3 350	3 250	2 870	2 160
k (для всей поверхности) $кал/м^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{Ц}$	332	276	187	100
q'_F (отнесено к затопленным трубкам) $кал/м^2 \text{ час}$	4 050	5 200	7 150	17 300
k' (отнесено к затопленным трубкам) $кал/м^2 \text{ час} \text{ } ^\circ\text{Ц}$	380	440	500	800
$\frac{1}{k'} \cdot 10^6$	2 660	2 270	2 000	1 250
$\frac{1}{\alpha_a} \cdot 10^6$ (фиг. 34)	435	380	288	160

выходного канала h для пара, последние сообщаются между собой при помощи соединительных патрубков $л$. Питание отделений I, II, III испарителя жидкостью производится от отделителя жидкости (паросборника) / при помощи питательных трубок $м$, вводимых в патрубки $л$ через днище испарителя d ; питание отделителя жидкости аммиаком производится через питательную трубку $л$. Питание камер испарителя жидкостью может также производиться путем присоединения питательных трубок $м$ к различным точкам барабана сбоку, как это показано на фиг. 69 пунктиром.

На фиг. 70 показана конструкция кожухо-трубчатого испарителя Ру-ланда, имеющая своей задачей посредством направляющих листов c отвести пузыри пара, образующиеся в нижней части испарителя от труб, расположенных в верхней части испарителя; направляющие листы c образуют проходы, имеющие целью создать усиленную „тягу“ для увеличения циркуляции.

По простоте, надежности и стойкости конструкции кожухо-трубчатые испарители имеют значительное преимущество перед открытыми испарителями интенсивного действия. Кожухо-трубчатые испарители позволяют сосредоточить в единице мощности до 600 000 $кал/час$, не прибегая ни к каким параллельным соединениям, потребным в значительном количестве в аппаратах типа Линде (распределитель жидкого аммиака, коллектор парообразного аммиака, коллектор для отвода масла из испарительных секций). Положительная сторона конструкции — отсутствие мешалки. По весу, отнесенному к холодопроизводительности в 1000 $кал/час$, кожухо-трубчатые испарители выгоднее открытых секционных испарителей интенсивного действия, в особенности в единицах большой мощности. В отношении стоимости кожухо-трубчатый испаритель еще более выгоден, так как конструкция его малотрудоемкая в изготовлении.

К недостаткам кожухо-трубчатых испарителей следует отнести малый объем рассола в них и возможность его замерзания и разрыва труб при случайной остановке циркуляционного насоса, почему в этих испарителях обычно применяют концентрированные растворы хлористого кальция, имеющие наиболее низкую температуру замерзания.

После остановки компрессора циркуляцию рассола следует продолжить в течение некоторого времени во избежание возможности замерзания его

в трубах, так как продолжающееся испарение с повышением давления по линии $v = \text{const}$ может при большом объеме аммиачного пространства вызвать замерзание рассола.

Изготовленные испарители подвергаются испытанию пробным гидравлическим давлением на прочность и воздухом под водой на плотность. Соответственно $p_{\text{усл}} = 10 \text{ кг/см}^2$ пробное давление для межтрубного (аммиачного) пространства устанавливается $p_{\text{проб}} = 16 \text{ кг/см}^2$; воздушное давление принимается $p_{\text{возд}} = 10 \text{ кг/см}^2$. Рассольная часть (крышки и трубы) подвергается обычно пробному давлению 7 м.м.

Толщина стенки кожуха δ определяется из уравнения:

$$\delta = \frac{p \cdot D}{200 \cdot \sigma_z \cdot \gamma_1} + 1 \text{ мм}, \quad (47)$$

где

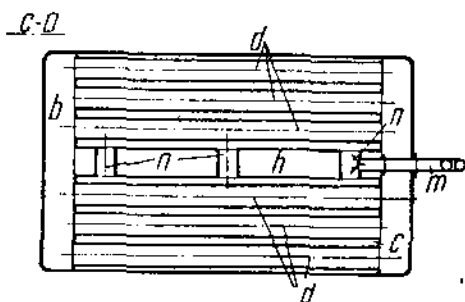
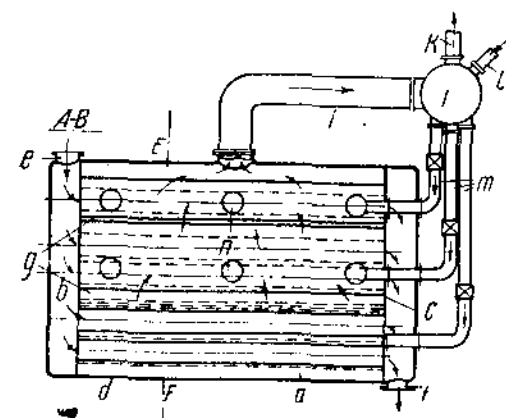
p — условное давление в кг/см^2 ,

D — диаметр кожуха в мм,

σ_z — допускаемое напряжение в кг/мм^2 ,

$\gamma_1 = 0,8$ коэффициент, учитывающий возможное понижение прочности трубы в сварном шве.

Принимая материал с временным сопротивлением разрыву $36-45 \text{ кг/мм}^2$ и удлинением 20% , запас прочности $4,5$, имеем $\sigma_z = 8-10 \text{ кг/мм}^2$.



Фиг. 69. Горизонтальный кожухо-трубчатый испаритель MAN.

Фиг. 70. Горизонтальный кожухо-трубчатый испаритель Руланда.

Пример 1. Для кожуха диаметром $D = 660 \text{ мм}$ при $p_{\text{усл}} = 10 \text{ кг/см}^2$ и $\sigma_z = 8 \text{ кг/мм}^2$ имеем

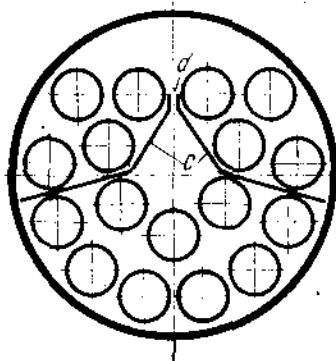
$$\delta = \frac{10 \cdot 660}{200 \cdot 8 \cdot 0,8} + 1 \text{ мм} = 6,15 \text{ мм} \approx 6,5 \text{ мм}.$$

а при $\sigma_z = 10 \text{ кг/мм}^2$

$$\delta = \frac{10 \cdot 660}{200 \cdot 10 \cdot 0,8} + 1 \text{ мм} = 5,13 \text{ мм} \approx 5,5 \text{ мм}.$$

Для кожуха диаметром $D = 1067 \text{ мм}$ при $\sigma_z = 8 \text{ кг/см}^2$,

$$\delta = \frac{10 \cdot 1067}{200 \cdot 8 \cdot 0,8} + 1 \text{ мм} = 9,4 \text{ мм} \approx 9,5 \text{ мм}.$$



• при $\sigma_2 = 10 \text{ кг. мм}^2$

$$\delta = \frac{10 \cdot 1,067}{200 \cdot 10 \cdot 0,8} + 1 \text{ мм} = 7,7 \text{ мм} \approx 8,0 \text{ мм.}$$

Пример 2. Определить расчетную температуру испарения и работу прокачки рассола в аммиачном кожухо-трубчатом испарителе поверхностью $F_1 = 76,5 \text{ м}^2$ при нагрузке, равной $200\,000 \text{ кал/час}$, и следующих условиях:

Температура поступающего в испаритель отепленного рассола	$t_{S1} = -13^\circ \text{Ц}$
Температура охлажденного рассола	$t_{S2} = -15^\circ \text{Ц}$
Удельный вес рассола CaCl_2	$\gamma_s = 1,24 \text{ кг/л}$
Скорость циркулирующего в трубах рассола	$w_s = 1,5 \text{ м/сек}$
Трубы	диаметр $51,5/57 \text{ мм}$

Имеем $q_F = \frac{200\,000}{76,5} = 2\,610 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$ и с приведением к наружной поверхности

$q_F \cdot \frac{51,5}{57} = 2\,360 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$. Тогда по фиг. 34 $\alpha_{\text{NH}_3} = 1\,550 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$, а по табл. 10:

$$\begin{aligned} \alpha_S &= b \cdot \frac{w_s^{0,7}}{d^{0,13}} = 1\,750 \cdot (1 + 0,017 \cdot t) \cdot [1 - 1,5 \cdot (\gamma_s - 1)] \cdot \frac{w_s^{0,87}}{d^{0,13}} = \\ &= 855 \cdot \frac{1,5^{0,87}}{0,0515^{0,13}} = 855 \cdot \frac{1,42}{0,68} = 1\,790 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.} \end{aligned}$$

Приняв тепловое сопротивление стенки трубы $\frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,00275}{50} = 0,000055$ и для горизонтальных труб тепловое сопротивление масляного слоя толщиной $0,1 \text{ мм}$ — $\frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,0001}{0,1} = 0,001$, имеем: для охлаждающей поверхности, измеряемой по внутреннему диаметру трубы:

$$\frac{1}{k} = \frac{e}{\alpha_{\text{NH}_3}} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{e}{e_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_S} = \frac{0,905}{1\,550} + 0,000055 \cdot \frac{0,905}{0,95} + 0,001 + \frac{1}{1\,790} = 0,00219$$

и

$$k = 457 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц, откуда } \theta = \frac{q_F}{k} = \frac{2\,610}{457} = 5,7.$$

Принимая для кожухо-трубчатого испарителя среднюю температуру рассола в испарителе $t_{Sm} = \frac{t_{S1} + t_{S2}}{2} = -14^\circ \text{Ц}$, при $\theta = t_{Sm} - t_0 = 5,7^\circ \text{Ц}$ необходимая температура испарения составит

$$t_0 = -14 - 5,7 = -19,7^\circ \text{Ц.}$$

Потеря напора при прокачивании рассола через испаритель складывается из потерь на преодоление трения в трубах и местных сопротивлений в крышках.

Потеря напора на преодоление трения в трубах (диаметр d , длина трубы L , число ходов n), выраженная в метрах столба циркулирующего рассола, составляет

$$\frac{\Delta P_1}{\gamma_s} = 4 \zeta_{mp} \cdot \frac{L \cdot n}{d} \cdot \frac{w_s^2}{2g}. \quad (48)$$

Значение коэффициента трения ζ_{mp} найдем по фиг. 10, гл. VII, при $t_{Sm} = -14^\circ$ и уд. весе $1,24$ рассол CaCl_2 имеет вязкость $\eta = 711,5 \cdot 10^{-6}$ (см. таблицу η в приложениях) и

$$Re = \frac{d \cdot w_s \cdot \gamma}{\eta \cdot g} = \frac{0,0515 \cdot 1,5 \cdot 1,240}{711,5 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} = 13\,700,$$

чему соответствует $\zeta_{mp} = 0,008$.

При $L = 5,49 \text{ м}$, $n = 12$ (согласно табл. 15) имеем

$$\frac{\Delta P_1}{\gamma_s} = 0,008 \cdot \frac{4 \cdot 5,49 \cdot 12}{0,0515} \cdot \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = 4,7 \text{ м}$$

и

$$\Delta p_1 = 1,24 \cdot \frac{4,7}{10} = 0,573 \text{ кг/см}^2.$$

Потеря напора на преодоление местных сопротивлений в крышках составляет

$$\frac{\Delta P_2}{\gamma} = \zeta \cdot \frac{w_s^2}{2g} \cdot n.$$

Приняв для поворотов в крышках $\zeta = 1,5$, имеем

$$\frac{\Delta P_2}{\gamma_S} = \frac{1,5 \cdot 12}{2 \cdot 9,81} \cdot w_S^2 = 0,92 \cdot w_S^2 \text{ м}$$

или

$$\Delta P_2 = \frac{1,24}{10} \cdot 0,92 = 0,114 w_S^2 \text{ кг/см}^2.$$

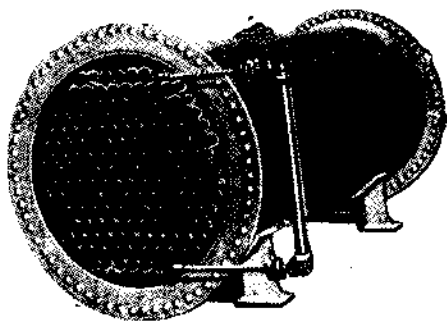
При $w_S = 1,5 \text{ м/сек}$ $\Delta P_2 = 0,26 \text{ кг/см}^2$.

Полная потеря напора составит, таким образом, в условиях задачи

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 = 0,573 + 0,26 = 0,83 \text{ кг/см}^2.$$

Повышение производительности аппарата путем повышения скорости рассола выше $1,5 \text{ м/сек}$ является мало целесообразным, так как приводит к значительному увеличению потерь напора и потребляемой мощности циркуляционного насоса, перекрывающих ту экономию в энергии, которая может быть получена в компрессоре путем небольшого повышения температуры испарения с возрастанием k при большей скорости.

В одноходовых кожухо-трубчатых испарителях (фиг. 71) рассол имеет параллельное движение во всех трубах испарителя, благодаря чему скорость его протекания и коэффициент теплопередачи соответственно понижаются. Одноходовые кожухо-трубчатые испарители очень удобно комбинируются с ледогенераторами, занимая в них малый объем. При погружении испарителя в бак ледогенератора поверхность кожуха является дополнительной охлаждающей поверхностью.



Фиг. 71. Однопроходный кожухо-трубчатый испаритель.

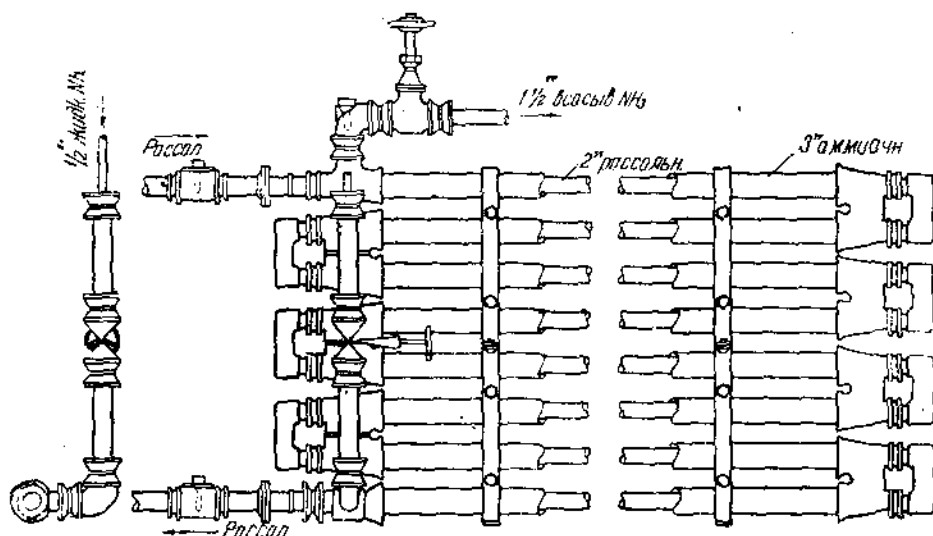
Таблица 17.

Кожухо-трубчатые однопроходные испарители.

№ по пор.	Поверхность охлаждения м²	Основные размеры			Испарительные трубы			Вес кг
		Длина кожуха мм	Диаметр кожуха мм	Толщина кожуха мм	Количество труб шт.	Длина труб мм	Диаметр труб мм	
1	14,6	1525	610	8	60	1525	50	975
2	17,5	1830	610	8	60	1830	50	1110
3	20,5	2135	610	8	60	2135	50	1210
4	23,4	2440	610	8	60	2440	50	1370
5	26,2	2745	610	8	60	2745	50	1460
6	29,0	3050	610	8	60	3050	50	1590
7	35,6	1525	914	9,5	151	1525	50	1790
8	44,0	1830	914	9,5	151	1830	50	2120
9	52,5	2135	914	9,5	151	2135	50	2400
10	59,0	2440	914	9,5	151	2440	50	2680
11	61,3	2745	914	9,5	151	2745	50	2940
12	78,2	3000	914	9,5	151	3050	50	3220
13	86,0	3660	914	9,5	151	3660	50	3740
14	101,2	4270	914	9,5	151	4270	50	4320
15	50,2	1525	1067	12,5	212	1525	50	2500
16	61,0	1830	1067	12,5	212	1830	50	2840
17	71,5	2135	1067	12,5	212	2135	50	3180
18	82,0	2440	1067	12,5	212	2440	50	3400
19	92,0	2475	1067	12,5	212	2745	50	3950
20	102,2	3050	1067	12,5	212	3050	50	4300
21	112,2	3660	1067	12,5	212	3660	50	5030
22	142,0	4270	1067	12,5	212	4270	50	5850

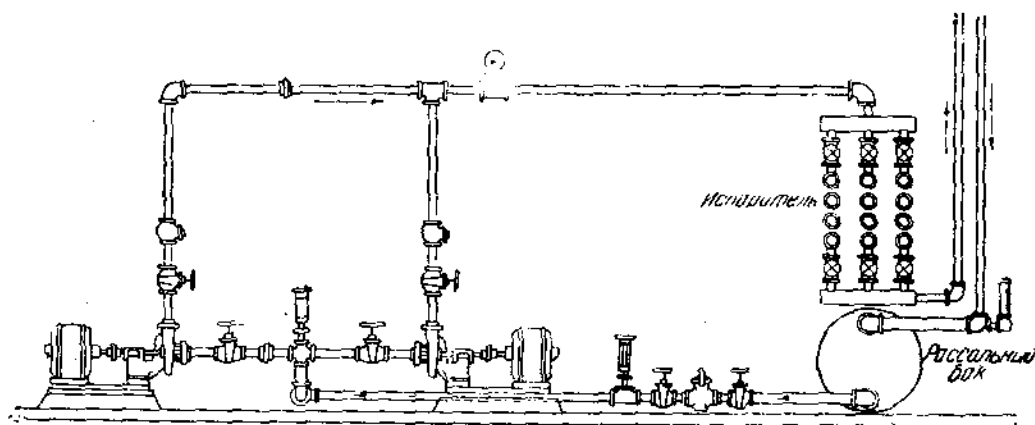
Д. Испарители из двойных труб.

Интенсивные испарители из двойных труб (внутренние диаметром 2 дюйма — для рассола, наружные диаметром 3 дюйма — для аммиака) обычно комбинируются со сборниками для рассола, расположенными под ними. Конструкция испарителя из отдельных труб, собирающихся на



Фиг. 72. Испаритель из двойных труб.

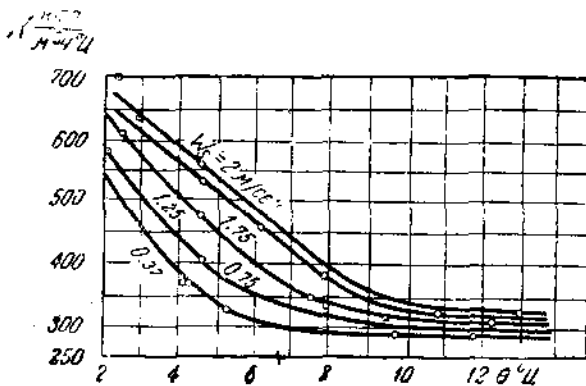
фитингах, видна из фиг. 72. Жидкий аммиак поступает в секцию (кольцевое пространство между трубами) снизу, испарившийся аммиак отводится сверху; подлежащий охлаждению рассол поступает в испаритель сверху и отводится снизу. Установка испарителя из двойных труб со сборником



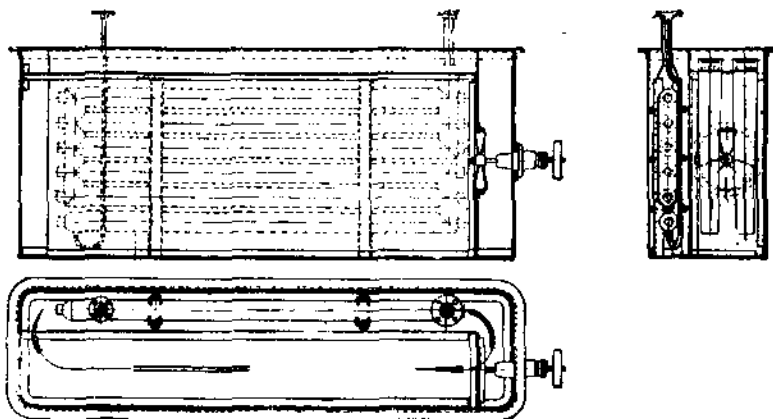
Фиг. 73. Установка испарителя из двойных труб.

для рассола видна из фиг. 73. Коэффициент теплопередачи в таком испарителе возрастает с увеличением скорости циркулирующего рассола в трубах испарителя. Зависимость же от нагрузки в опытах Стюарта и Голланда¹ выявлена обратная, очевидно из-за плохого отвода пара в горизонтальных трубах (фиг. 74).

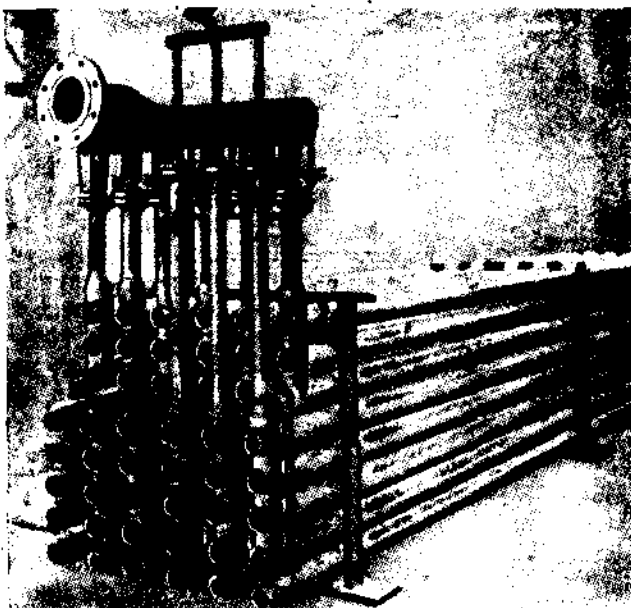
¹ Stewart and Holland, Refr. Eng-g, 1—1929



Фиг. 74. Зависимость коэффициента теплопередачи в горизонтальных трубах от нагрузки по опытам Стюарта-Голланда.

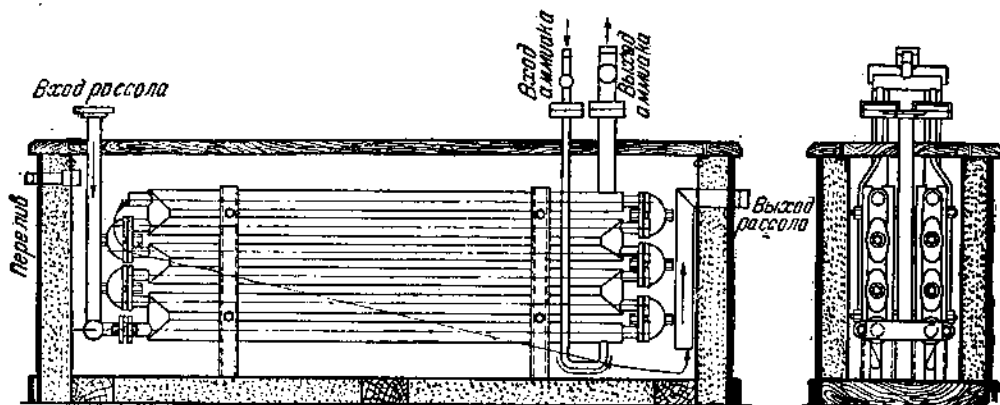


Фиг. 75. Испаритель (ледогенератор) интенсивного действия из двойных труб системы Зиллер-Роденкирхен (Зиро).



Фиг. 76. Секция испарителя интенсивного действия из двойных труб системы Зиллер-Роденкирхен (Зиро).

Недостатками конструкции двухтрубных испарителей является малый объем рассола в них, опасность замерзания его в трубах и возможность разрыва последних при случайной остановке циркуляционного насоса, а также относительно большой вес испарителя, отнесенный к производи-



Фиг. 77. Испаритель интенсивного действия Зиро из двойных труб с последовательным протоком рассола в вертикальном ряду труб.

тельности 1 000 кал/час; благодаря последнему обстоятельству они находят применение лишь в установках небольшой холодопроизводительности.

Некоторое улучшение может быть достигнуто за счет использования и наружной поверхности в так называемом испарителе интенсивного дей-

ствия Зиллер-Роденкирхен (Зиро) (фиг. 75 и 76). Здесь системы из двойных труб погружены в бак с рассолом или ледогенератор, благодаря чему наружная поверхность труб в них также является рабочей. В некоторых конструкциях у Зиро рассол в каждой секции испарителя просасывается насосом параллельно через все внутренние трубы, открытые с одного конца. При этом получаются малые скорости потока рассола, неравномерное его распределение по трубам и как следствие — малая эффективность аппарата и возможность замерзания рассола в трубах.

Интенсивность и надежность работы аппарата в позднейшей модели (фиг. 77) повышены путем введения последовательного просасывания рассола в каждом вертикальном ряду труб; все же скорость рассола по отношению к наружной поверхности невелика, а отвод пара, несмотря на малое количество труб по высоте, недостаточен, так что гарантийные значения составляют всего $k \approx 360 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$ и $q_F = 1800 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$ при 5°Ц разности температур.

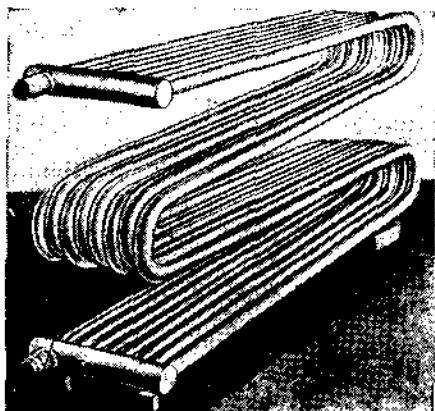
Развитием этой идеи, приближающимся к однопроходному кожухотрубчатому испарителю, является изображенный на фиг. 78 элементный испаритель Зиро; подобный испаритель был применен и Ман-Линде для ледогенераторов.



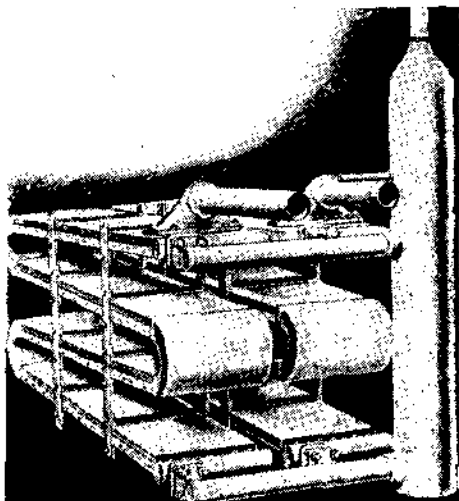
Фиг. 78. Элементный испаритель Зиро.

§ 4. Испарители для охлаждения пресной воды и оросительные испарители.

Для повышения скорости циркуляции пресной воды вокруг охлаждающей поверхности испарительных систем с W-образно изогнутыми трубами (фиг. 79) на последние надевается кожух из листового железа (фиг. 80).



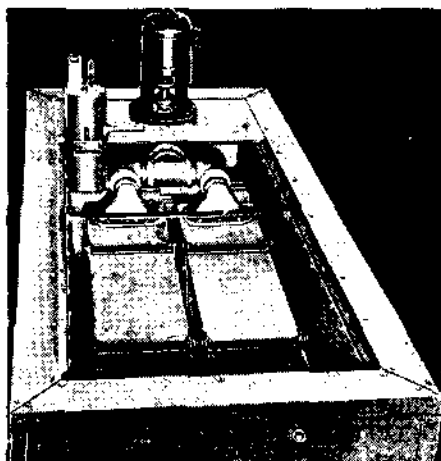
Фиг. 79. Секция испарителя для охлаждения пресной воды.



Фиг. 80. Секции испарителя для охлаждения пресной воды с надетыми на них кожухами.

Подлежащая охлаждению в баке большой емкости пресная вода циркулирует с большой скоростью вдоль охлаждающих систем, заключенных в кожухе; охлаждаемая вода подается интенсивной вертикальной мешалкой в верхние патрубки кожуха (фиг. 80) и возвращается охлажденной в бак через открытый нижний конец кожуха. Общий вид собранного в баке испарителя для охлаждения пресной воды виден из фиг. 81.

Для охлаждения больших количеств воды, например, перед заполнением ледовых форм, целесообразно применение оросительного испарителя, подобного общеизвестному оросительному конденсатору; включение подобного аппарата в схему цикла Ворхиса показано в ч. 1, фиг. 56. При высоких коэффициентах теплоперехода со стороны стекающей тонкой пленкой воды целесообразно обеспечить хорошую теплопередачу и со стороны аммиака, что можно легко осуществить в цикле Ворхиса включением этого испарителя в качестве "транзитного" по схеме Апельдорн (ч. 1, фиг. 147,2). Применяются в качестве оросительного испарителя и секции Линде. Коэффициенты теплоперехода со стороны стекающей пленки будут проанализированы в гл. IX, пока же дадим формулу ван-дер-Плуга, выведенную им



Фиг. 81. Общий вид собранного в баке испарителя для охлаждения пресной воды.

для оросительного охладителя пива и молока, с тесным соединением орошаемых жидкостных труб, имевших профиль по фиг 82. Им найдено

$$\alpha = 6,93 \cdot \frac{c^{0,4} \cdot \lambda \cdot \gamma^3}{\eta^3} \frac{g_E^{0,267}}{H^{0,95}}, \quad (50)$$

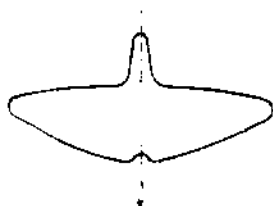
где g_E (кг/м час) — орошение на 1 пог. м горизонтальной трубы, а H — высота аппарата по развернутому профилю труб, η , λ , c и γ — физические свойства стекающей жидкости. Упрощенная формула гласит:

$$\alpha = a \cdot \frac{g_E^{0,267}}{H^{0,95}} \cdot (1 + b \cdot t), \quad (51)$$

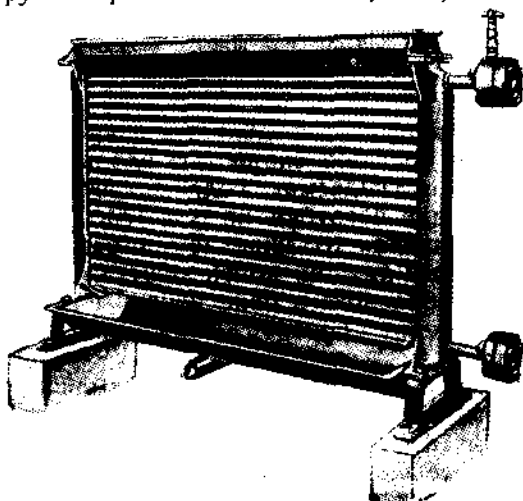
где параметры a и b для разных жидкостей при охлаждении их от -40 до $+10^\circ$ составляют:

	a	b
Вода	349	0,0135
Молоко	297	0,0102
Пивное сусло	321	0,0101
Сливки	160	0,0124

Подобные аппараты, но с круглым профилем труб, применяются и с непосредственным испарением (фиг. 83); коэффициенты теплоперехода для орошаемых круглых труб будут даны в гл. IX; отметим здесь существенную особенность аммиачного кругооборота подобных аппаратов, вызываемую их эксплуатационными особенностями, а именно важно иметь возможность быстро спускать холодильный агент из испарителя при остановке орошения, чтобы избежать намерзания частиц охлаждаемого вещества, а также основательно удалять холодильный агент без хлопотного



Фиг. 82.



Фиг. 83. Оросительный испаритель.

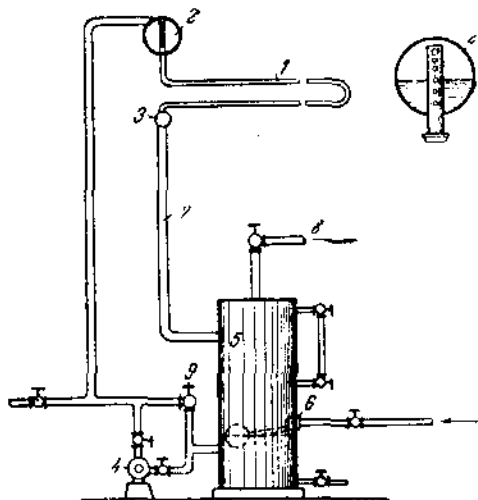
отсасывания, чтобы споласкивать наружную поверхность горячей водой, что особенно важно в таких продуктах, как пиво, молоко, сливки. Этому условию удовлетворяет система Йорка (фиг. 84) с насосной циркуляцией. Аммиак поступает через регулирующий вентиль 6 в ресивер 5, образовавшийся пар отходит в верхнюю часть ресивера, жидкость же насосом 4 подается в верхний коллектор 2 оросительного испарителя 1, показанного схематически; через коллектор 3 и сливную линию 7 жидкий аммиак возвращается в ресивер, увлекая при этом с собой пузыри образовавшегося пара; жидкость падает на дно ресивера и идет вновь к насосу, пар же отделяется и отходит вместе с образовавшимся при дросселировании паром по линии всасывания 8 к компрессору. Перепускной вентиль 9 служит для

регулирования подачи насоса, так как регулировка дросселированием здесь создала бы неустойчивость в работе.

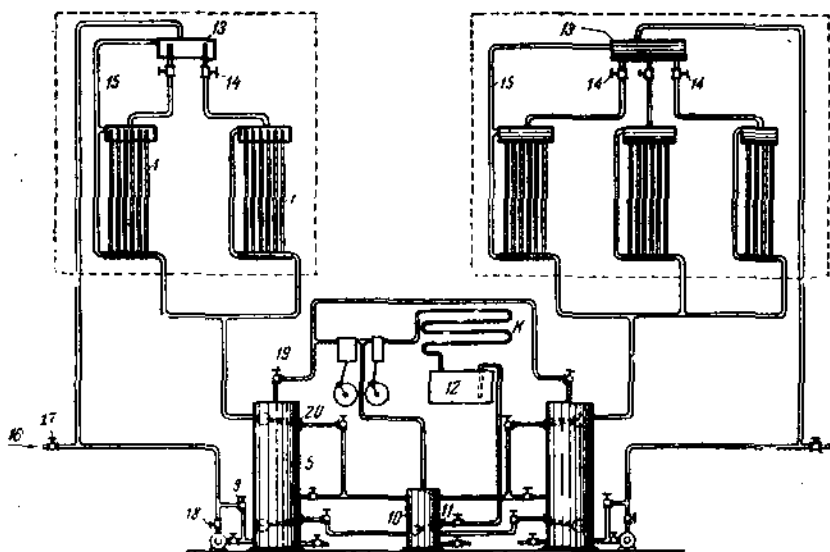
Для осуществления высоких коэффициентов теплопередачи необходимо заполнение трубок целиком жидкостью, тем более что отвод пара предусмотрен только из ресивера 5. Увеличение вниз пузырей пара может быть достигнуто лишь при большой скорости жидкости, которая в вертикальных трубах должна быть не меньше определяемой фиг. 56 $\left[\text{как частное от деления величины } A \text{ на сечение } \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right]$;

в этом случае пузыри были бы как раз навесу. Для магистрали, очевидно, эта скорость должна быть не менее 0,275 м/сек, что соответствует прямолинейному участку фиг. 56; действительная же достаточная величина скорости, вероятно, значительно больше и может быть определена только опытом.

Справа на фиг. 84 изображено выполнение верхнего коллектора 2, служащее для обеспечения равномерности распределения подаваемой жидкости по шлангам. Фиг. 85 изображает включение описанного типа испарителя в схему двухступенчатой холодильной машины с двухступенчатым регулированием.



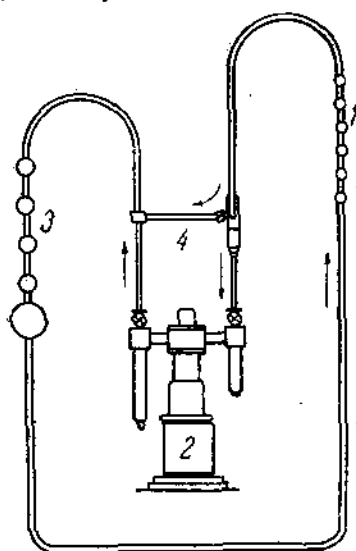
Фиг. 84. Оросительный испаритель завода Йорк.



Фиг. 85. Включение оросительного испарителя в схему двухступенчатой холодильной машины с двухступенчатым регулированием.

ванием и промежуточным отбором пара; промежуточное же охлаждение не показано. Помимо деталей 1—9, перечисленных выше, здесь имеются: ресивер промежуточного давления 10 с поплавковым регулятором 11, впускающим холодильный агент из конденсатора К, и ресивер высокого

давления 12. В самой испарительной системе для параллельного присоединения испарителей введены коллекторы 13, запорные вентили 14 и переливы 15, кроме того, имеются две параллельно включенных системы — слева и справа, каждая со своим ресивером низкого давления и насосом. Для спуска жидкости из одного какого-нибудь испарителя достаточно



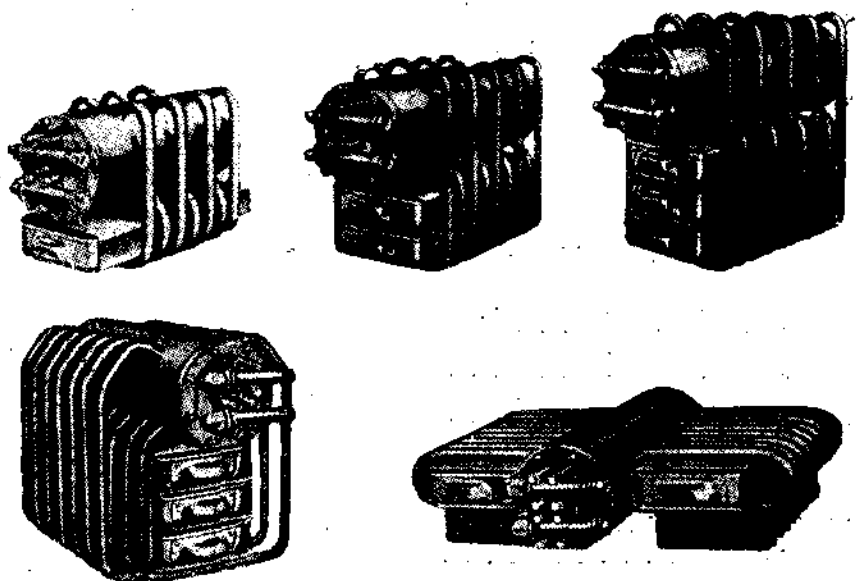
Фиг. 86. Предохранитель от повышения давления в испарителе.

1 — оросительный испаритель, 2 — компрессор, 3 — конденсатор; на мостике 4 между линией, ведущей от испарителя к компрессору, и линией, ведущей к конденсатору, устанавливается предохранительный клапан 4, нагруженный слабой пружиной и открывающийся в сторону конденсатора. Этот клапан нормально прижат к седлу не только пружиной, но и давлением конденсации и откроется лишь в случае повышения давления в испарителе выше давления конденсации.

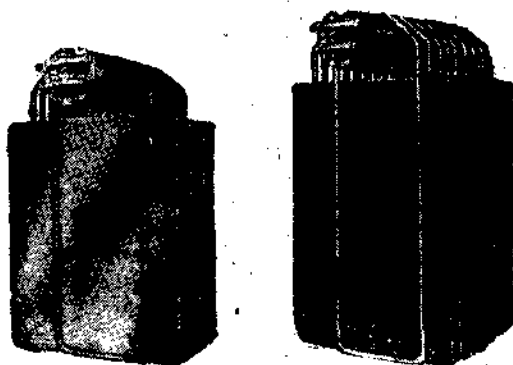
§ 5. Испарители малых машин и инвертные испарители.

Испарители малых машин, служащие для охлаждения домашних шкафов, являются по существу воздухоохладителями непосредственного испарения с гравитационной циркуляцией воздуха, соединяемыми с маленькими ледогенераторами (фиг. 87); благодаря прикреплению к испарительным трубкам ребер значительного размера (фиг. 88), удельная нагрузка по отношению к внутренней поверхности трубок достигает величин, близких к условиям работы собственно испарителей, служащих для охлаждения жидкостей. Действительно, испарители малых машин Линде для охлаждения рассола или воды (фиг. 89) отличаются от ранее изображенных лишь отсутствием ребер. Поэтому мы разберем в настоящем разделе испарители малых машин преимущественно под углом зрения основных процессов циркуляции и теплопередачи в них, не пытаюсь охватить всего разнообразия конструктивных форм, вызванных их массовым производством в связи с ежегодным миллионным выпуском разного вида шкафов и шкафчиков с механическим охлаждением в США, затрагивая лишь основные их разновидности.

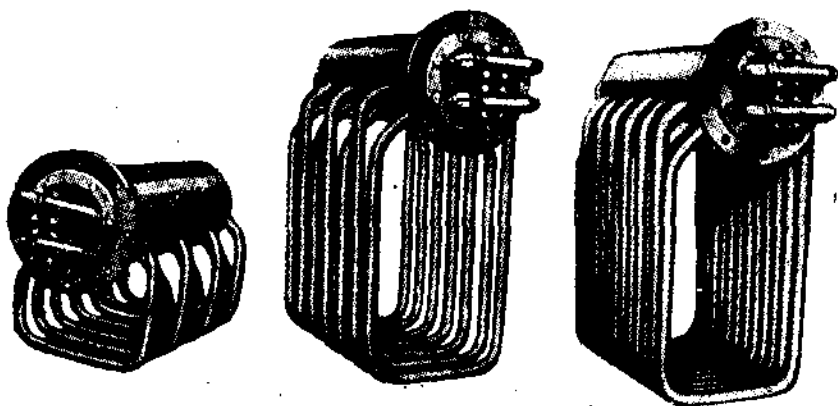
Фиг. 90 изображает виды малых испарителей с поперечными ребрами; подобного рода испарители для квартирных шкафов, снабжаемых холодильным агентом от центральной домовой холодильной установки (так называе-



Фиг. 87. Испарители малых машин с ледогенераторами (Линде).



Фиг. 88.



Фиг. 89. Испарители малых машин для охлаждения рассола или воды (Линде).

мая мюльтипл-систем); размеры их в изготовлении фирмы Фелдерс (США) и производительность при температуре испарения $-7,8^{\circ}\text{C}$ и температуре в шкафу $+3,3^{\circ}$ ($\theta = 11,1^{\circ}\text{C}$) даны в табл. 18.

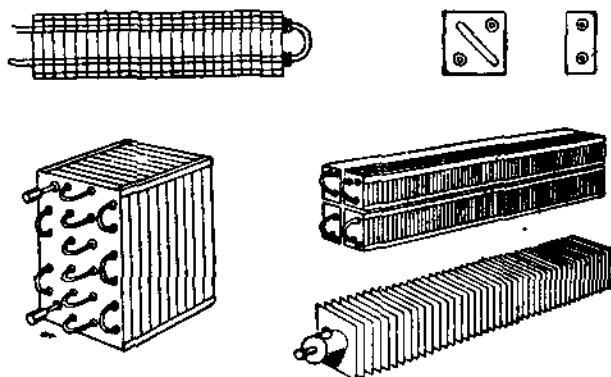
Таблица 18.

		Малые испарители из $\frac{1}{8}$ " медной трубки с ребрами						
		Двухпроходные			Однопроходные			
Длина, мм		410	480	560	410	560	1 070	1 960
Число ребер		14	18	22	14	22	48	94
Поверхность трубок, м ²		0,2	0,3	0,3	0,1	0,2	0,4	0,7
Поверхность ребер, м ²		5	6,4	7,8	2,5	3,9	8,4	16,8
Общая поверхность с ребрами, м ²		5,2	6,7	8,1	2,6	4,1	8,8	17,5
Производительность, кал/час		155	200	245	80	120	265	500

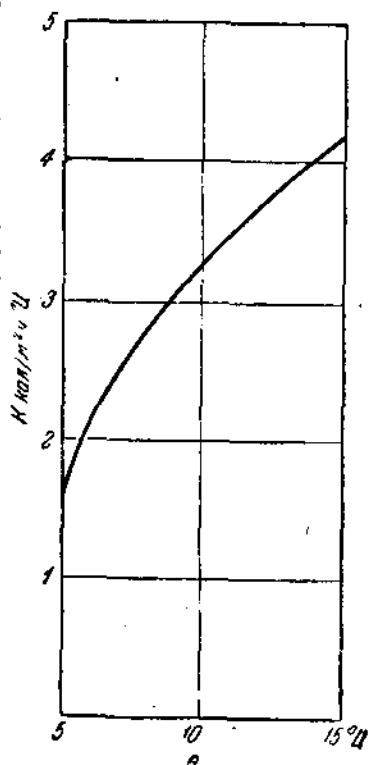
Нагрузка по наружной поверхности, кал/м ² час	$\left. \begin{array}{l} q_F = 30 \\ q_F' = 750 \\ k = 2,7 \\ k' = 68 \end{array} \right\}$	Средние значения
Нагрузка, отнесенная к внутренней поверхности, кал/м ² час		
Коэффициент передачи (по наружной поверхности), кал/м ² час °Ц		
Коэффициент теплопередачи (по внутренней поверхности), кал/м ² час °Ц		

Так как движение воздуха обуславливается конвекцией, k растет резко с разностью температур (фиг. 91). Расстояние между ребрами и величина их также играют значительную роль (фиг. 92).

В некоторых случаях, в особенности при холодильных агентах, работающих с низкими давлениями, полки, служащие для установки ледовых формочек или охлаждаемых продуктов, выполняются сами в виде пустотелых деталей из листового металла и даже (США) из керамических материалов, внутри которых испаряется холодильный агент. Фиг. 93 изображает подобный испаритель по германскому патенту № 481666 фирмы AEG. Здесь к цилиндрическому корпусу 1 присоединены пустотелые полки



Фиг. 90. Испаритель с поперечными ребрами для шкафов.

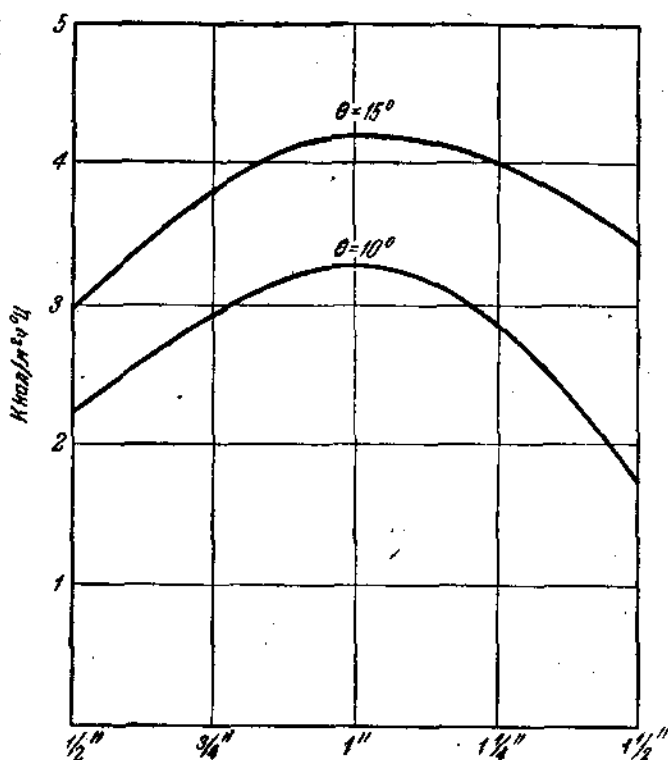


Фиг. 91. Рост коэффициента теплопередачи с разностью температур.

из листов 2, 3, окаймленных по краям полосами 4 с заложёнными внутренними ребрами 5, обеспечивающими жесткость полос как по отношению к грузу, так и по отношению к атмосферному давлению, если давление испарения ниже 1 атм; 6 — поплавок, 7 — регулирующий вентиль, 8 — подвод жидкости, 9 — линия всасывания, 10 — желоб для сбора капли, 11 — водоспуск.

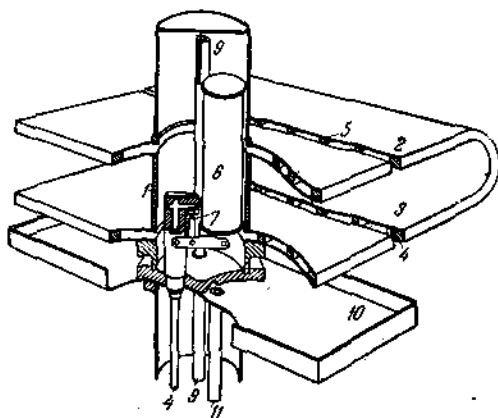
Указанные значения k , конечно, в основном зависят от теплового сопротивления со стороны воздуха, однако на со стороны холодильного агента может играть известную роль. Отдельные значения этого коэффициента со стороны холодильного агента, опубликованные в справочнике Американского общества холодильных инженеров, даны в табл. 19.

Как объяснение этой разницы указано то обстоятельство, что данные практические коэффициенты включают в себя сопротивление загрязнений, а хлорметил полностью растворяет масло, в то время как при сернистом ангидриде остается тонкая пленка его на стенках, ухудшающая теплопередачу. Способность некоторых холодильных агентов растворять масло

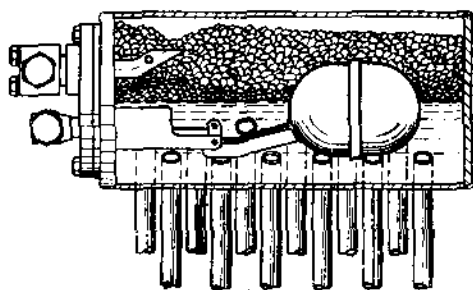


Фиг. 92. Изменения коэффициента теплопередачи в зависимости от расстояния между ребрами.

является их значительным недостатком и весьма затрудняет эксплуатацию. В малых машинах ценится свойство холодильного агента, вы-



Фиг. 93. Испаритель AEG.



Фиг. 94. Возврат масла в виде пены из испарителя Фриджидер.

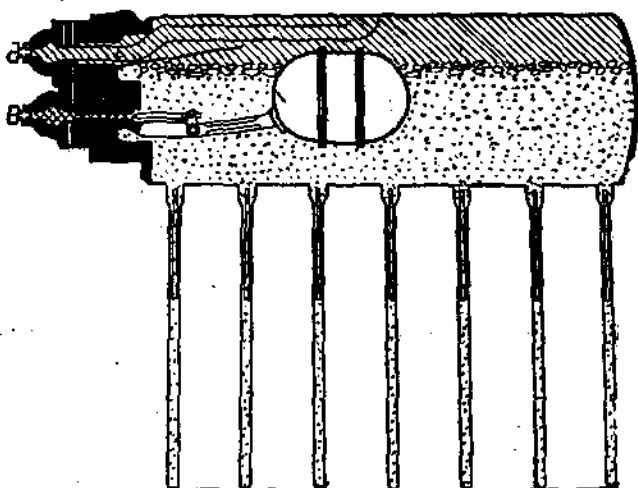
ходящего пузырями из кипяtilьных трубок, образовывать с маслом пену, поднимающуюся до всасывающего патрубка, так как таким образом масло с легкостью возвращается в компрессор (фиг. 94).

Таблица 19

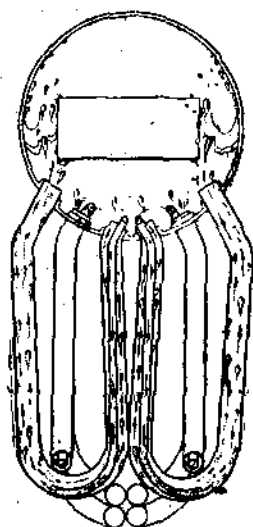
Коэффициенты теплоперехода внутри медной испарительной трубки малых испарителей, отнесенные к внутренней поверхности.

Труба, внешний диаметр дюймы	Хлорметил — 11,1° Ц	Сернистый ангидрид — 11,1° Ц
$\frac{1}{4}$	1 840—1 710	580
$\frac{3}{8}$	1 890—1 830	590

В связи с наличием масла и разобранными в § 2 условиями парообразования в малых испарителях в ряде случаев наблюдались явления паралича ряда трубок, в которых жидкость перегревалась на десятки градусов — вплоть до температуры окружающей среды, не переходя к кипению; это омертвляло значительную долю поверхности испарителей. После долгих опытов выход был найден исследовательской лабораторией фирмы Кель-



Фиг. 95. Установка катализаторов парообразования.



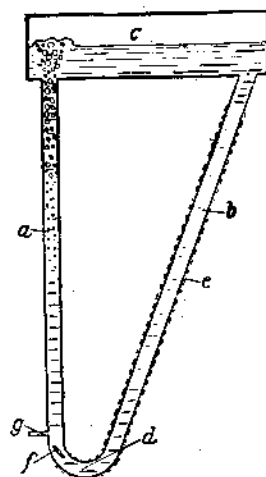
Фиг. 96.

винетор (С 11А) в виде вводимых в трубки катализаторов парообразования — кусочков дерева с шероховатой поверхностью, неполностью смачиваемой холодильным агентом. Дерево берется твердой пальмовой породы, чтобы избежать отщепления кусочков, которые могли бы попадать в линию всасывания и компрессор. Установка таких прутков с помощью стальных полосок показана на фиг. 95.

Нормальным является выведение концов кипятильных трубок выше уровня жидкости, поддерживаемого в барабане поплавком; в противном случае (фиг. 96) для обеспечения подачи жидкости в трубы вводятся специальные питательные трубки.

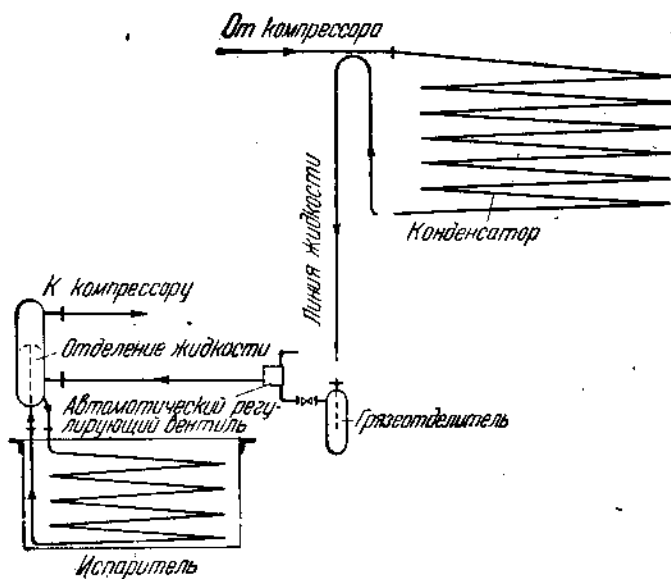
Может казаться непонятным, чем объясняется циркуляция в петлеобразных трубках, обе вертикальных ветви которых одинаково обогреваются. Причиной является разность высот мест ввода в барабан концов трубки. Возможна, однако, не только эта циркуляция, но и циркуляция такого типа, когда по отопляемой трубке жидкость опускается, а по неотапливаемой — подымается. Это проверено Шмидтом путем следующего опыта (фиг. 97). К коллектору с была присоединена петлеобразная трубка,

одно колено b которой могло отапливаться путем электрической обмотки e , что приводило к парообразованию в этом колене и циркуляции в направлении против часовой стрелки. Если, однако, предварительно привести воду в циркуляцию по часовой стрелке, например, путем вдувания воздуха при g в колено a , то это направление циркуляции сохранялось и после прекращения вдувания воздуха, несмотря на отопление колена b и парообразование в нем. Причина этого была в том, что благодаря повышению давления в колене b с увеличением глубины движущаяся по часовой стрелке жидкость могла, будучи в барабане c в состоянии пограничной кривой, в колене b согреваться, не испаряясь, за счет повышения давления.



Фиг. 97.

Допустим, что в точке a имела место максимальная температура, соответствующая насыщению при давлении в этой точке, тогда в колене a при подъеме воды, сопровождаемом понижением давления, она будет частично превращаться в пар (как при дросселировании), и пузыри дадут должную подъемную силу для продолжения раз начавшейся циркуляции. Однако и при частичном образовании пузырей уже в колене b раз начавшаяся по какой-либо причине циркуляция по часовой стрелке может продолжаться все время, если она будет настолько сильна, чтобы увлечь пузыри ниже d ; тогда колено b будет частично заполнено пузыристой массой, а колено a — целиком, и необходимая разность удельных весов будет иметь место



Фиг. 98. Инвертный испаритель Зилера.

На этом явлении основан инвертный (обращенный) испаритель Зиллера и Роденкирхена. Схема его включения (Фиг. 98) показывает, что жидкость в нем подается в змеевик сверху, а пар выводится снизу, но левое колено выведено на значительную высоту внутри отделителя жидкости. К сожалению, схема не дает ответа на вопрос, чем достигается начало обратной

циркуляции. По сообщению Зиллера¹ указанный способ позволяет получать хорошее затопление испарителя при малой высоте отделителя жидкости над испарителем.

§ 6. Отделители жидкости и аккумуляторы.

Ввиду того что влажность пара, выходящего из затопленных аммиаком интенсивных испарительных систем с внутренней циркуляцией (Линде, Йорк, Фрик и др.) или затопленных аммиаком барабан в трубчато-кожуховых испарителей очень велика, является совершенно необходимым иметь при этих испарителях мощные отделители жидкости. В испарителях интенсивного действия Линде (фиг. 40) и Йорка (фиг. 43) отделители жидкости составляют единое целое с испарительными системами. В других конструкциях отделители жидкости устанавливаются отдельно над испарителем на высоте, обеспечивающей свободный обратный сток жидкости в испаритель и интенсивную внутреннюю циркуляцию аммиака.

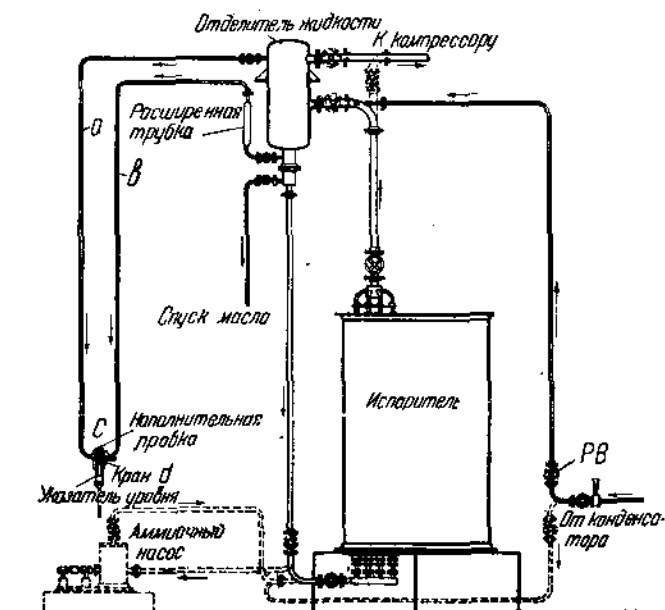
Ввиду того что питание испарителя жидким аммиаком непосредственно от регулирующего вентиля приводит к загрузке испарительных систем паром, образующимся в регулирующем вентиле при дросселировании, является целесообразным производить питание испарителя через отделитель жидкости (система Шмитца).

На фиг. 99 показана установка отделителя жидкости для цилиндрического погружного испарителя. Питание испарителя жидким аммиаком от регулирующего вентиля производится в отделителе жидкости через впрыскивающее сопло в колене на выходной линии аммиака из испарителя. Благодаря действию сопла частично усиливается эффект всасывания паров аммиака из испарителя. В отделителе жидкости происходит отделение жидкости, увлеченной паром из испарительных систем, а также отделение дроссельного пара от питающего испаритель жидкого аммиака; жидкий аммиак по вертикальной сточной трубе поступает в испарительные системы через нижний коллектор. Отделитель жидкости одновременно являетсястойником для масла, собирающегося в нижней части сосуда. Во избежание обратного стока масла в испарительные системы сточная линия жидкого аммиака входит на некоторую высоту внутрь сосуда; собирающееся внизу в кольцевом пространстве масло удаляется через спускной край или вентиль. Наряду с обычными запорными кранами должны быть установлены безопасные спускные вентили с пружинами или грузами на рычагах, автоматически прекращающие продувку, как только рычаг выпускается из рук.

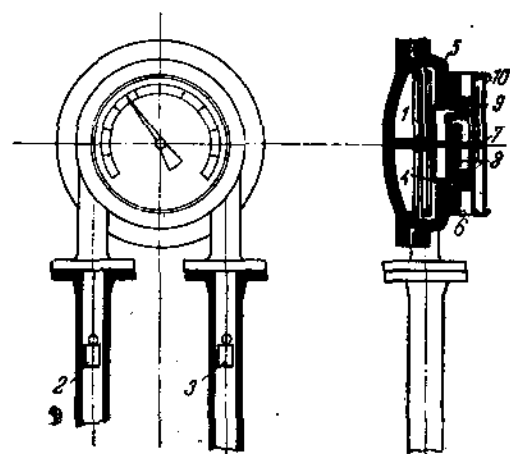
Отсасывание сухого пара компрессором производится из верхней части отделителя жидкости. Во избежание опасности переполнения отделителя жидкости через регулирующий вентиль жидким аммиаком является целесообразной установка указателя высоты стояния уровня жидкости в нем. Указатель уровня, как видно из схемы, присоединен к отделителю жидкости двумя линиями диаметром 3/8 дюйма. Левая линия *a* соединяет верхний штуцер отделителя с левым штуцером выносного указателя уровня. В линию *b*, присоединяемую к нижнему штуцеру отделителя, включается вертикальная переходная трубка увеличенного диаметра, присоединяемая затем к правому штуцеру выносного указателя уровня. Введение расширенной трубки, остающейся голой (неизолированной), имеет своей задачей испарять попадающий в нее жидкий аммиак и препятствовать проникновению последнего в линию *b*. В качестве разобщающей трубки *a* и *b* жидкости в выносном указателе уровня применяется безводный глицерин, который для лучшей видимости подкрашивается какой-либо нейтральной краской; заполнение глицерином производится сверху через дополнительную пробку *c*. В процессе работы в отделителе жидкости собирается

¹ Kälte-Industrie № 2, 1931.

жидкий аммиак, который, поднимаясь постепенно выше нижнего штуцера, попадает в расширенную трубку. Так как эта трубка не изолирована, то проникающее извне тепло испаряет находящийся в ней аммиак и вызывает повышение давления, благодаря которому проникший в нее жидкий аммиак оттесняется обратно в отделитель жидкости. Образовавшиеся при испарении пары должны проходить через столб жидкости в отделителе и преодолевать давление, соответствующее этому столбу жидкости. Таким образом в расширенной трубке и в линии *б* устанавливается давление большее на высоту столба жидкости в отделителе, чем давление испарения в его верхней части. Следовательно, столб глицерина в выносном указателе уровня в известном масштабе измеряет собой высоту уровня в отделителе, считая от нижнего штуцера. Так как удельные веса глицерина и жидкого аммиака относятся примерно, как 1,3:0,65, то высота столбика глицерина отвечает примерно половине высоты столба жидкого аммиака в отделителе. Кран *д* служит для выключения указателя уровня в целях избежания утечки аммиака при повреждении стекла.



Фиг. 99. Схема установки отделителя жидкости с выносным указателем высоты стояния уровня жидкости в нем.



Фиг. 100. Магнитный указатель уровня жидкости.

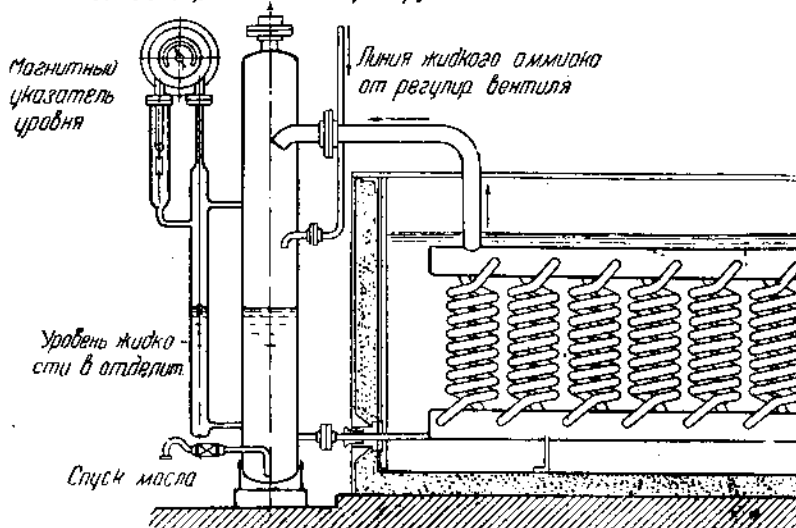
К перегнутому через канатный ролик шнуру на одном конце подвешен массивный алюминиевый поплавок 2, а на другом конце противовес 3. К канатному ролику прикреплен изогнутый в виде скобы железный стержень;

В тех случаях, когда высота установки отделителя жидкости недостаточна для циркуляции аммиака под естественным напором столба жидкости, последняя осуществляется при помощи аммиачного циркуляционного насоса (обычно шестеренчатого); вариант работы с насосом показан на схеме пунктиром. На фиг. 99 пунктиром показана также схема питания испарителя жидким аммиаком непосредственно в его нижний коллектор, а не через отделитель жидкости по системе Шмитца.

На фиг. 100 показана конструкция магнитного указательного уровня германского завода Штейн,

а на фиг. 101 его установка на испарителе.

указанные детали вращаются вокруг горизонтальной оси в закрытом кожухе. Крышка 6 выполнена из алюминия. Снаружи на валу 7 укреплены сильный



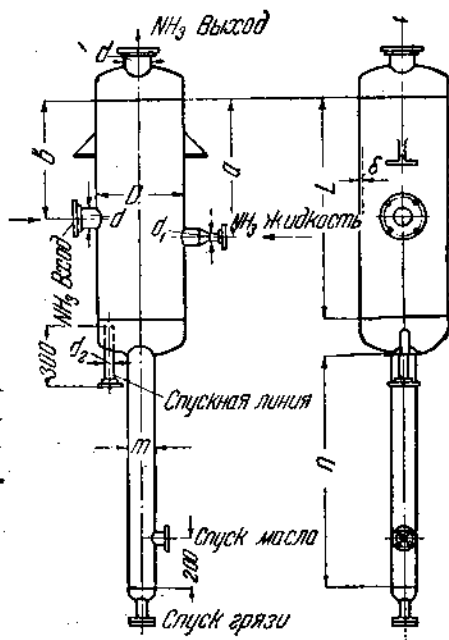
Фиг. 101. Установка магнитного указателя уровня жидкости на испарителе завода Штейн.

магнитный стержень и стрелка. При вращении ролика вследствие движения поплавка вверх и вниз валик 7 поворачивается под влиянием магнитного действия между магнитным и железным стержнями, а стрелка 9 указывает при этом на шкале 10 положение поплавка 2. Путем электрической передачи показание стрелки может быть передано на расстояние и отсчитываться у регулирующей станции.

На фиг. 102 показана типовая конструкция отделителя жидкости с питанием аммиаком через отделитель жидкого (система Шмитца). В табл. 20 приведены их основные размеры

Диаметр сосуда D определяется, исходя из необходимости понижения скорости пара в отделителе жидкости до 0,75—0,8 м/сек; при допускаемой скорости пара во всасывающем трубопроводе (диаметр d) 16—18 м/сек отношение $\frac{D}{d}$ должно составлять от 4,0 до 5,0.

Ввиду того что отвод жидкости из отделителя в испарительную систему происходит в большинстве случаев лишь под естественным напором столба жидкого аммиака, высота установки отделителя жидкости над испарительной системой должна в этом случае составлять



Фиг. 102. Отделитель жидкого аммиака системы Шмитца.

около 4 м. Скорость жидкости в трубе, отводящей жидкий аммиак из отделителя, снижается поэтому до 0,2—0,25 м/сек; при нормальной скорости в питающей отделитель линии жидкого аммиака 0,8—1,0 м/сек,

Таблица 20.

Размеры отделителей жидкого аммиака по системе Шмитца.

Всасывающая линия. Условный диаметр про- хода d мм	Отделитель жидкости			Вход жидкого аммиака. Условный диаметр про- хода d_1 мм	Спуск жидкого аммиака. Условный диаметр прохода d_2 мм	Размеры в мм			
	Диаметр D мм	Длина L мм	Толщина стенки δ мм			m	n	a	b
32	217	1 000	6,5	19	30	65	800	550	500
38	241	1 000	6,5	19	30	65	800	550	500
50	267	1 100	7,0	19	30	76	900	600	550
65	318	1 200	8,0	19	38	90	900	650	600
76	350	1 200	8,0	25	50	90	1 000	650	600
90	400	1 300	9,0	25	50	100	1 000	700	650
100	450	1 300	10,0	32	65	125	1 000	750	650
125	600	1 400	12,0	38	65	150	1 100	800	700
150	650	1 500	13,0	50	76	150	1 200	850	750
175	800	1 600	15,0	50	100	175	1 300	900	800
200	900	1 700	17,0	50	100	175	1 400	950	850
250	1 000	1 800	19,0	65	100	200	1 500	1 000	900

отношение диаметров отводящей и подводящей жидкий аммиак труб составляет поэтому обычно $\frac{d_2}{d_1} \approx 2$.

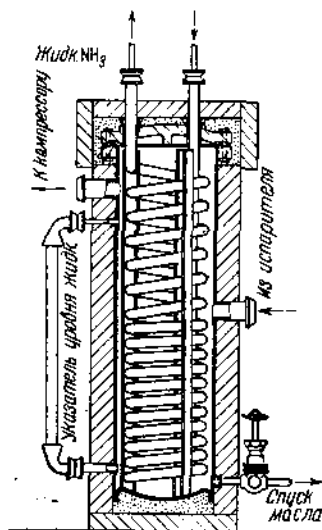
В американских аммиачных установках отделители жидкости заменяются в большинстве случаев так называемыми аккумуляторами (фиг. 103), имеющими то преимущество, что они не требуют ни свободной высоты для установки, ни циркуляционных насосов для жидкого аммиака в случае недостаточной высоты установки отделителя. Процесс в аккумуляторе, приводящий к осушению выходящего из испарителя влажного пара и глубокому переохлаждению жидкого аммиака перед регулирующим вентилем, не дает выигрыша в рабочем процессе (ч. I, гл. I, § 11), но во многих случаях приводит к значительному упрощению установки.

Коэффициент теплопередачи в аккумуляторе от жидкого аммиака (в трубах 51/60 мм) к кипящему аммиаку в сосуде определяется из уравнения

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{\text{NH}_3}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha'_{\text{NH}_3}},$$

где α'_{NH_3} — коэффициент теплоперехода от жидкого аммиака к стенке трубы — принимается в соответствии с уравнением (50) гл. VII.

$$\frac{\alpha'_{\text{NH}_3}}{\alpha_W} = \frac{b_{\text{NH}_3}}{b_W} = 1,33 \text{ и } \alpha'_{\text{NH}_3} = 1,33 \cdot 1750(1 + 0,017 \cdot t) \cdot \frac{w^{0,87}}{d^{0,13}} = 2350 \cdot \frac{w^{0,87}}{d^{0,13}}.$$



Фиг. 103. Аммиачный аккумулятор*.

α_{NH_3} — коэффициент теплоперехода от стенки трубы к кипящему аммиаку (фиг. 34) ~ $3\,000 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$ соответственно $q_F \approx 6\,000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$ при значительной разности температур θ_m .

Таким образом для условий примера, приведенного в ч. 1, гл. I, § 11, принимая скорость жидкого аммиака в трубах $w \approx 0,4 \text{ м/сек}$ и среднюю температуру стенки со стороны жидкого аммиака около 0° , имеем

$$\alpha_{\text{NH}_3} = 2\,350 \cdot \frac{0,4^{0,87}}{0,051^{0,13}} = 2\,350 \cdot \frac{0,45}{0,68} = 1\,550 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Тепловое сопротивление, соответствующее масляному слою толщиной $0,1 \text{ мм}$, составляет

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,0001}{0,1} = 0,001$$

и

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{1\,550} + \frac{0,0045}{50} + 0,001 + \frac{1}{3\,000} = 0,00206$$

и коэффициент теплопередачи, отнесенный к поверхности, измеряемой по среднему диаметру трубы, составляет

$$k = 485 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Таблица 21.

Размеры аммиачных аккумуляторов.

№ по пор	Поверхность $F \text{ м}^2$	Длина труб $\Phi 2''$ $L \text{ м}$	Диаметр $D \text{ мм}$	Высота $H \text{ мм}$
1	4,74	20,1	500	2 440
2	6,5	29,9	500	2 440
3	9,4	49,7	760	2 660
4	13,3	69,5	760	4 270

§ 7. Автоматические поплавковые регулирующие вентили.

При описании малых холодильных машин и их автоматики (ч. 1, гл. 5 и 6) мы остановились на двух типах автоматических регулирующих вентилей: барорегулирующем, поддерживающем определенное давление испарения, и терморегулирующем, управляемым термостатным элементом, реагирующим либо на температуру нагнетания, либо на температуру всасываемых перегретых на несколько градусов паров (non freeze back valve). Наиболее надежным типом для малых машин является барорегулирующий вентиль, принятый и в проекте Промстандарта № 269 (ч. 1, приложения 1); этот вентиль предназначен, однако, в первую очередь для незатопленных испарительных систем камерных змеевиков. Последние вообще имеют значительную длину из-за малой теплопередачи от воздуха к трубам; при работе их с барорегулирующим вентилем предусматривается обычно некоторая добавочная длина змеевиков, обеспечивающая во всех случаях работу с перегревом и во всяком случае без попадания жидкости в компрессор. Это допустимо в малых машинах, где добавление нескольких метров змеевиков дешевле каких-либо добавочных приборов; подобная регулировка, однако, была бы совершенно недопустимой и даже невозможной в холодильных машинах средней и большой производительности при наличии интенсивных испарителей затопленного типа. В самом деле при постоянном давлении испарения в кожухо-трубчатых испарителях возможно значительное понижение уровня против нормального, влекущее за собой значительный перегрев на всасывании с соответствующим перерасходом энергии. Таким образом барорегулирующий вентиль не может применяться в боль-

ших машинах как автоматический; возможно лишь использование некоторых элементов его конструкции (мембранная нагрузка на шпиндель вентиля) в переставляемом от руки и устанавливаемом на любое давление вентиле (фиг. 104). Здесь жидкая CO_2 поступает в полость *B*, где давление ее на нижнюю мембрану заставляет последнюю отклоняться вниз; вниз опускается и клапан *C*, открывая в седле *D* проход в полость *H*, находящуюся под давлением всасывания. Последнее передается на верхнюю мембрану и оттуда через стальные штыри (в разрез попал один — справа) на верхнее ярмо *F*, жестко связанное с нижним ярмом *E*. Таким образом давление конденсации стремится открыть клапан *C* (вниз), давление испарения — закрыть его (вверх); клапан *C* будет поддерживать определенную разность давлений. Величина последней может быть уменьшена завинчиванием верхнего маховичка, т. е. завинчивание маховичка при данном давлении в конденсаторе повысит давление испарения, и увеличена отвинчиванием маховичка.

Ясно, однако, что клапан, подобный описанному, не решает проблемы правильной работы затопленных аппаратов — интенсивных испарителей — а также не обеспечивает правильного осуществления сложных циклов (двухступенчатый, Ворхиса) в соответствии с их тепловым расчетом, требующим, чтобы из промежуточных ресиверов в ступени более низких давлений шла только жидкость, а на промежуточное всасывание — только пар. Эту задачу разрешают только поплавковые регуляторы.

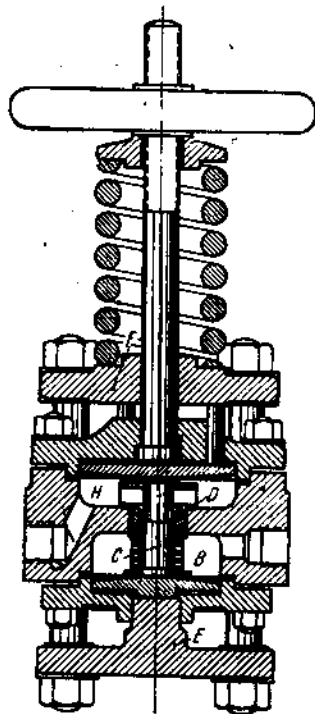
Последние могут быть классифицированы следующим образом:

А) По месту в схеме холодильной машины или назначению:

1. Поплавковые клапаны, открывающиеся при понижении уровня — устанавливаются на испарителях или отделителях жидкости затопленных систем.

2. Поплавковые клапаны, открывающиеся при повышении уровня — устанавливаются в конденсаторах и ресиверах при них.

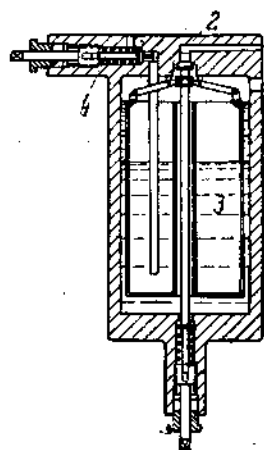
Группа 1 является наиболее распространенной в больших установках; группа 2 применяется реже — в малых машинах, ресиверах промежуточного давления (см. ниже). В самом деле, группа 1 служит для впуска холодильного агента в ту систему, уровень которой поддерживается неизменным, группа 2 — для выпуска из системы, уровень которой поддерживается неизменным. Есть, однако, случай, в котором оба решения применимы: это ресиверы промежуточного давления в машинах двухступенчатых и мультипл-эффект. Здесь регулирующий клапан высокого давления может быть поплавковым (группа 1), а регулирующий клапан низкого давления — ручным (фиг. 105); практически, однако, чаще делают регулирующий клапан низкого давления поплачковым (группа 2), а регулирующий клапан высокого давления — ручным (фиг. 106, 107, также ч. 1, фиг. 67 и 189). В обоих случаях поступление холодильного агента в испаритель низкого давления будет регулироваться открытием того из регулирующих клапанов (высокого или низкого давления), который переставляется от руки, в то время как поплачковый регулирующий клапан будет автоматически следовать за открытием ручного. Причины, почему в ресиверах предпочитают поплачковый регулирующий клапан низкого давления, будут указаны ниже.



Фиг. 104. Углекислотный регулирующий клапан Фрика.

Б) По пути прохождения холодильного агента:

а) Поплавковые регуляторы с пропуском холодильного агента через камеру поплавка. Сюда относятся, помимо упомянутых ресиверов мультипл-эффект, также фиг. 109, 113, 118 и 120—125.



Фиг. 105. Вариант ресивера Brieg по английскому патенту № 135761.

1—впуск жидкости высокого давления; 2—регулирующий клапан высокого давления; 3—поплавок-ведро; 4—регулирующий клапан низкого давления; 5—отбор пара промежуточного давления.

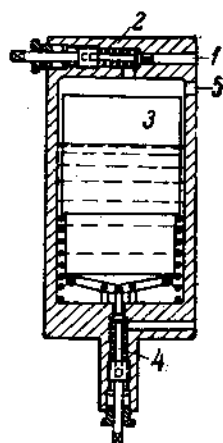
б) Поплавковые регуляторы с регулирующим клапаном, вынесенным за пределы камеры поплавка и управляемым выведенным через стенку камеры поплавка шпинделем (фиг. 108, 110, 111, 114 и 116).

В конструктивном отношении деление их может быть проведено по форме дроссельного органа, который может быть:

в) Клапаном, открывающим отверстие, двигающимся по направлению оси этого отверстия (фиг. 105, 106, 108, 110, 111, 118, 122, 126).

г) Золотником, открывающим отверстие при движении, перпендикулярном к оси отверстия (фиг. 114, 115) или вращательном (фиг. 112 и 113).

Все перечисленные типы поплавковых регулирующих клапанов обычно выполняются в виде отдельных коробов, соединенных



Фиг. 106. Ресивер Brieg по английскому патенту № 135761.

1—впуск жидкости высокого давления; 2—регулирующий клапан высокого давления; 3—массивный поплавок; 4—регулирующий клапан низкого давления; 5—отбор пара промежуточного давления.

с тем резервуаром, уровень которого должен поддерживаться постоянным двумя уравнивающими линиями—верхней и нижней; тип 1 может помещаться и в самый испаритель (фиг. 110 и 111). Выполнение в виде отдельных коробов выгоднее последующим причинам:

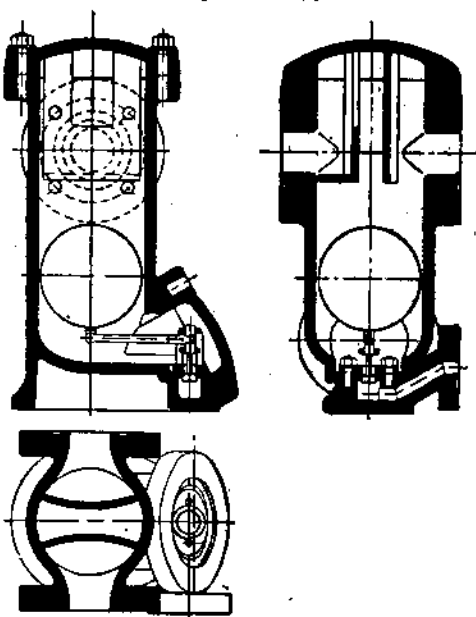
а) возможность отдельно опробовать поплавок-регулирующий клапан;

б) возможность снимать поплавок-регулирующий клапан для очистки и ремонта;

в) трудность обеспечить от поломки при перевозке в случае нахождения поплавка внутри громоздкого испарителя;

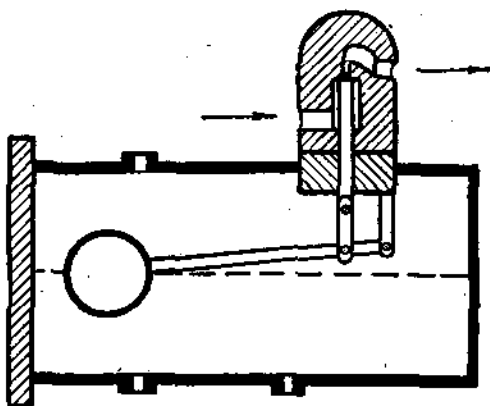
г) серийность производства; американской фирмой Варнер (Warner) для установок от 3 000 до 3 000 000 ккал изготавливаются четыре поплавка на следующие номинальные производительности: 20 000, 150 000, 300 000 и 3 000 000 ккал (фиг. 109).

Для увеличения серийности производства поплавковые регулирующие клапаны выполняются так, что поворотом на 180° можно было бы изменить его назначение. В самом деле, изображенный на фиг. 108 прибор в показанном положении относится к груп-

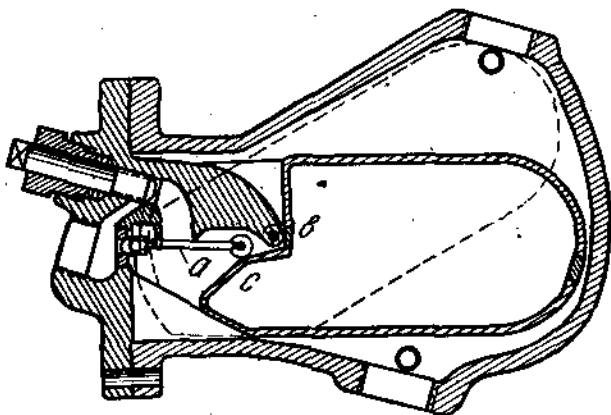


Фиг. 107. Аммиачный ресивер мультипл-эффект с поплавок-регулирующим клапаном завода Апельдорн.

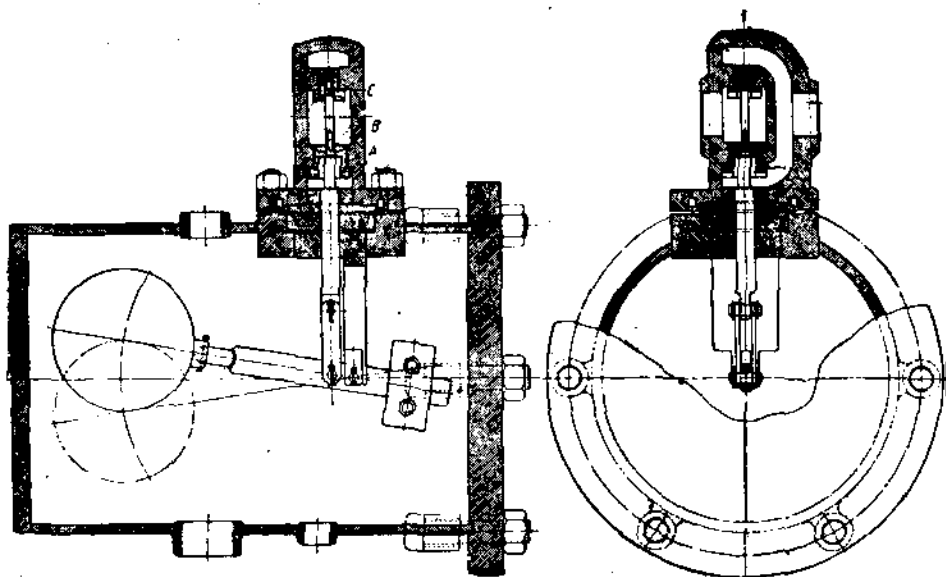
не 1 и пригоден для поддержания уровня в испарителе; при повороте же его вентилем вниз он относится к группе 2; при этом надо, однако, изменить направление подвода жидкого аммиака на противоположное показанному. Если это не сделать, то на площадь, равную сечению шпинделя, в той части, где он входит в седло (регулирующий вентиль в узком смысле слова), будет действовать разность давлений в испарителе (за вентилем) и в конденсаторе (в камере поплавка), достигающая 10 кг/см^2 ; это неуравновешенное давление может, несмотря на разницу плеч, превзойти подъемную силу поплавка и парализовать его действие. Фиг. 110 показывает конструктивное выполнение поплавкового регулятора, применяемого фирмой Фрик, отличающегося от схематического чертежа фиг. 108 наличием небольшого противовеса и двухседельным (с параллельным проходом) регулирующим вентилем. В изображенном положении он относится к группе 1; аммиак входит между седел, выходит через подковообразное пространство. Тогда неуравновешенное давление (разность $p - p_0$) действует лишь в сечении, равном разности проходных сечений ниж-



Фиг. 108.

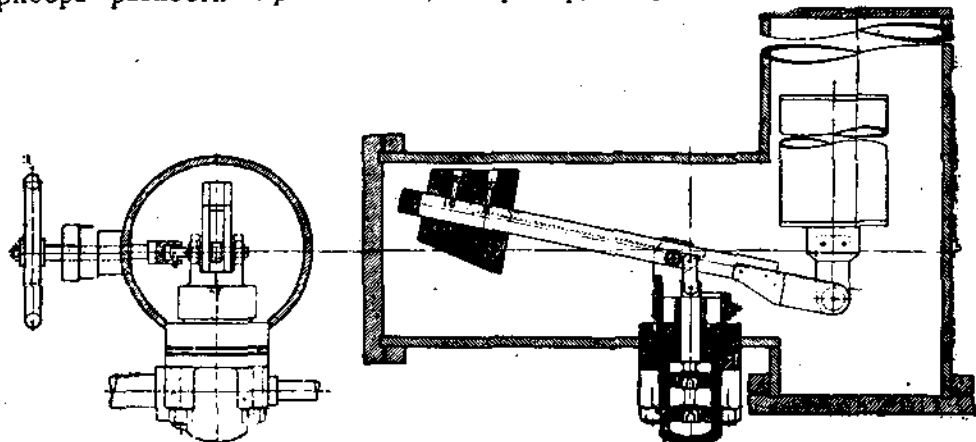


Фиг. 109.



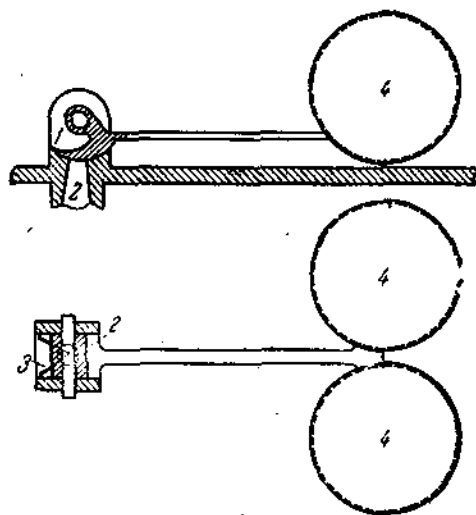
Фиг. 110. Поплавковый двухседельный регулирующий вентиль завода Фрик.

него и верхнего седла. Пусть диаметр шпинделя в A равен 13 мм, в B — 7 мм и в C — 6 мм. Сечения в кв сантиметрах составят соответственно в A — 1,33, в B — 0,38 и в C — 0,28. Допустим, что величина $\Delta p = p - p_0$ изменилась против принятой при конструировании этого прибора разности Δp на 5 ат, например, возросла на 5 кг/см². Тогда



Фиг. 111. Поплавковый регулирующий вентиль с переставным противовесом.

действующая вдоль шпинделя, уравновешенная противовесом сила возрастет на $5 \cdot (0,38 - 0,28) = 0,5$ кг, что при плече в 17 мм (от точки опоры рычага) даст добавочный момент в $0,5 \cdot 17 = 8,5$ кгмм. Поскольку центр поплавка находится на расстоянии 170 мм от точки опоры рычага, то увеличение его подъемной силы на 0,05 кг уравновесит этот момент. При



Фиг. 112. Поплавковый регулирующий вентиль Цвикки.

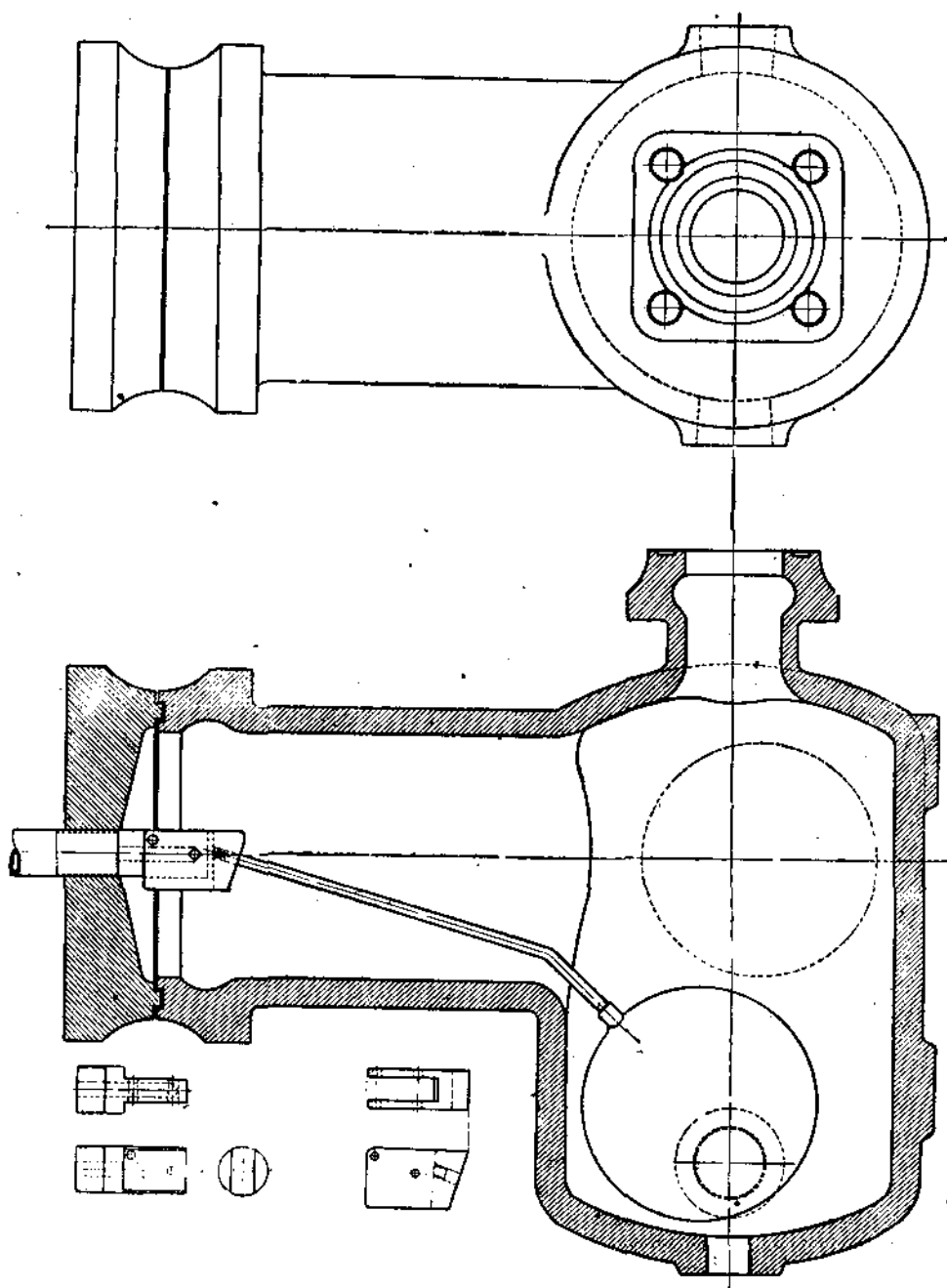
удельном весе жидкого аммиака около 0,65 кг/дм³ это означает изменение погружения поплавка (при изменении погружения противовеса) на $\frac{0,05 \cdot 1000}{0,65} =$

77 см³. При диаметре поплавка в 100 мм и объеме его в 524 см³ это вполне возможно. Все же для возможности подрегулировки прибора, а также для возможности поддержания уровня на разной высоте, иногда его выполняют с передвижным противовесом; фиг. 111 изображает подобный прибор, относящийся в изображенном положении к группе 2, выполняемый фирмой Фрик, в котором противовес, закрепленный на зубчатой рейке передвигаемой в прорези рычага поплавка вращением шестеренки, насаженной на ось вращения рычага и приводимой от наружного маховичка. Двухседельный вентиль, однако, имеет

свои недостатки, основным из которых является трудность его сборки и постоянная неплотность.

При пропуске аммиака через камеру поплавка (тип а) неуравновешенность давлений вдоль регулирующего клапана приводит к стремлению уменьшить ее вжимание путем максимального уменьшения плеча (фиг. 109), где ось шпинделя клапана a почти проходит через точку опоры системы поплавок b .

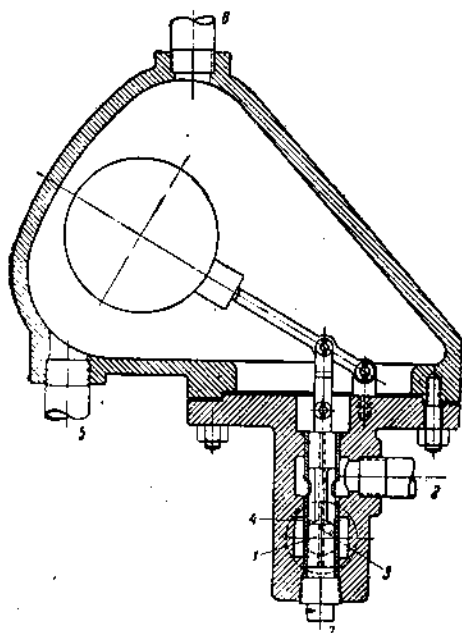
Чтобы последний все же мог передвигать клапан вдоль его оси, прижимая к седлу, без заклинивания, пришлось снабдить шпindel ролик с в месте соприкосновения его с поплавком. Другой способ устранения



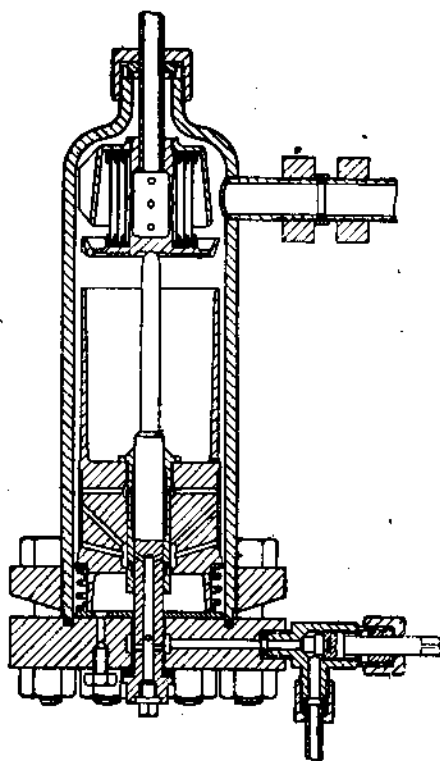
Фиг. 113. Поплавковый регулирующий вентиль Йорка.

влияния неуравновешенности в типе а применен фирмой Цвикки (Швейцария). Этот прибор (фиг. 112) отличается тем, что поплавок 4, поднимаясь, вращает золотник 1, причем прорез 3 в этом золотнике постепенно открывает отверстие 2, сквозь которое проходит холодильный агент.

При применении этого прибора в группе 2, т. е. для спуска жидкости из конденсатора, давление в последнем прижимает золотник 1 более плотно к седлу 2. Фиг. 113 изображает поплавковый регулирующий вентиль Йорка, относящийся к группе 1, тип „г“. Золотником в нем служит вилка с притертыми щечками, в которых должны иметься канавки, не показанные на чертеже; эти канавки в большей или меньшей мере перекрывают отверстия, подводящие аммиак, и этим осуществляют регулирование. Наконец, фиг. 114 изображает поплавковый регулирующий вентиль де-ла-Вернь, относящийся к группе 1, тип „г“. Впуск холодильного агента производится через штуцер 1, выпуск — через штуцер 2. Управляемый поплавком поршень 3 открывает большее или меньшее количество отверстий 4. Трубы 5 и 6 соединяются с низом и верхом испарителя, ресивера и т. п.; труба 7 должна быть также соединена с какой-либо из линий, имеющих то же давление, что и в камере поплавка, иначе поршень 3 будет неуравновешен.



Фиг. 114. Поплавковый регулирующий вентиль де-ла-Вернь.

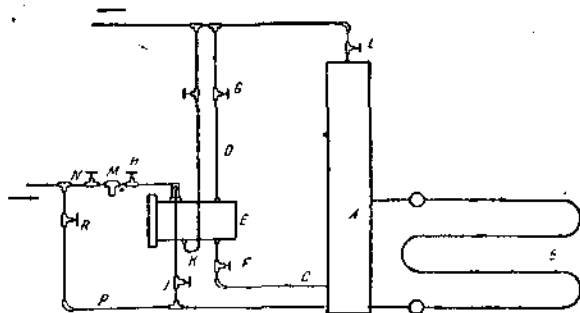


Фиг. 115. Ресивер Сигерс-Стокса.

Недостатком цилиндрического золотника является возможность его засорения (в зазоре) грязью, льдом, застывшим маслом и т. п. Так, фирма Сигерс, выполнявшая ранее ресиверы мюльтипл-эффект по фиг. 115, вынуждена была в 1918 г. по сообщению Брайера на V Всемирном конгрессе по холодильному делу перейти к конструкции по фиг. 67 (ч. 1), где при засорении регулирующего вентиля низкого давления одновременное нарастание давления и уровня в ресивере приводят к отжатию вниз регулирующего вентиля низкого давления и продувке засорений.

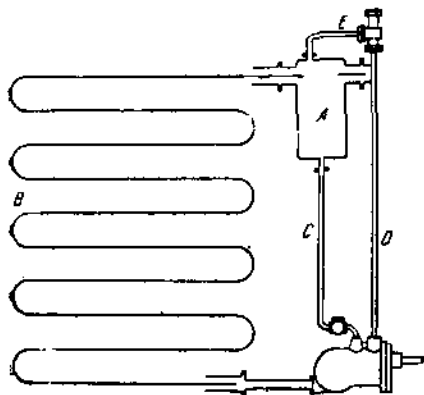
Во всех случаях поплавковый регулирующий вентиль не может дать полного замыкания отверстия: при конструкции „в“ вследствие недостаточного нажатия клапана на седло, а при конструкции „г“ из-за зазора между золотниковым элементом и поверхностью его прилегания; поэтому, поплавковый регулирующий вентиль помимо обводного ручного регулирующего вентиля снабжается еще запорными вентилями, служащими для его выключе-

чения. Фиг. 116 показывает установку прибора, изображенного на фиг. 110, для поддержания уровня в стояке *A*, питающем затопленную систему *B*. При этом *C* и *D* служат уравнительными линиями, создающими одинаковость уровней в камере поплавка *E* и стояке *A*. Находящиеся на них запорные вентили *F* и *G* вместе с запорными вентилями *H* и *I* позволяют выемку поплавкового прибора, откачка которого может быть произведена через трубку *K* при запертых вентилях *G*, *F*, *L* и по возможности *H* и *I*. Чистка фильтра *M* может производиться при запертых вентилях *H* и *N*; следует упомянуть еще обводную трубку *P* с ручным регулирующим вентилем *R*. Фиг. 117 показывает установку поплавкового регулирующего вентиля типа 1, „а“, устанавливаемого ниже той испарительной системы, которую он обслуживает. Для того чтобы в камере поплавка, помещенного ниже

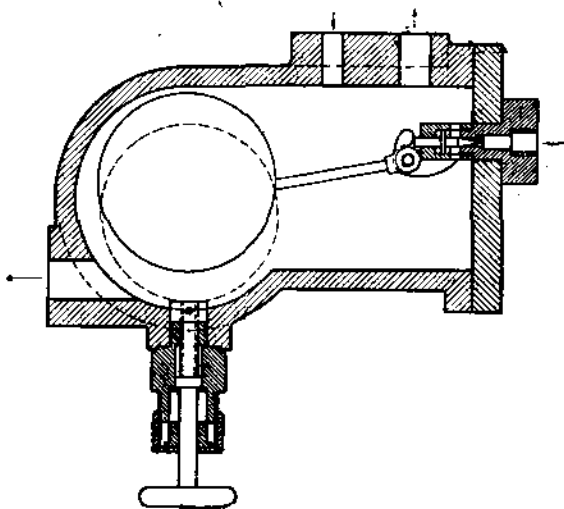


Фиг. 116.

отделителя жидкости *A* и ниже змеевиков *B*, имелся бы свободный уровень, надо чтобы давление в этой камере было выше, чем давление в отделителе жидкости *A* на величину $\Delta p = \frac{h\gamma}{10000}$, где γ — объемный вес жидкого аммиака (кг/м^3) при данной температуре испарения, а h — высота столба его в метрах в отделителе жидкости и сточной трубе *C* до места ввода ее под уровень жидкости в камеру поплавка; устройство последнего, показанного на фиг. 118, в основном сходного с фиг. 109, но снабженного двумя отверстиями



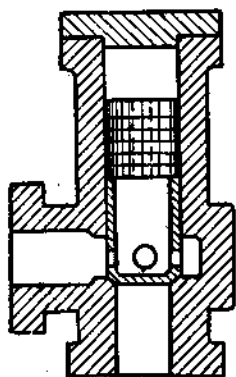
Фиг. 117.



Фиг. 118.

в верхней части, из которых левое служит для присоединения сточной трубы *C*, второе — для отвода образующегося при дросселировании пара по линии, соединенного с верхней частью отделителя жидкости *A* через редукционный клапан *E*, изображенный отдельно на фиг. 119. Последний нагружается железными кружками, на которых выбиты значения Δp , соответствующие прибавлению каждого кружка. Чтобы разобрать работу этой системы, предположим, что она выходит из установившегося состояния благодаря тому, что вследствие уменьшения тепловой нагрузки испарителя в последнем на-

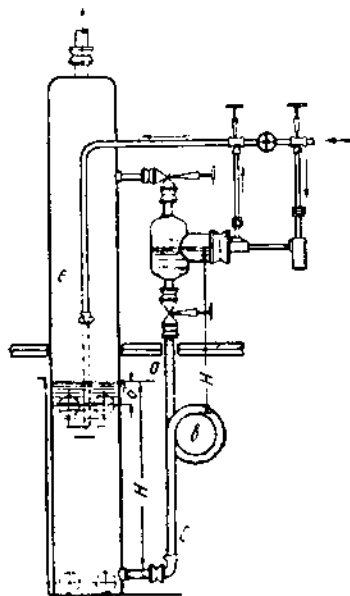
чисел испаряться меньшая доля подаваемого в него аммиака, чем раньше. Тогда в отделитель жидкости *A* будет поступать больше жидкости, чем раньше и чем стекало по трубе *C* при данной высоте столба *h*; уровень в *A* и *C* начнет повышаться, возрастет столб *h* и разность давлений Δp ;



Фиг. 119.

по трубе *C* будет больше стекать аммиака, чем раньше, по трубе *D* будет через клапан *E* уходить больше пара, чем раньше. Равновесие в камере поплавка, где пар и жидкость после дросселирования образуются в определенной пропорции, нарушится в сторону уменьшения в ней количества пара, т. е. повышения уровня жидкости. Вентиль частично закроется, т. е. будет пропускать меньше холодильного агента в соответствии с уменьшенной нагрузкой испарителя; в отделитель жидкости при этом также будет поступать меньше жидкости, уровень в *A* и *C* упадет, понизится и Δp , и количество пара, уходящего по трубе *D*, придет в соответствие с его образованием при дросселировании. Иначе говоря, столб жидкости *h* сначала повысится, затем понизится и установится на более низком уровне, чем раньше. В этом заложена возможность колебаний, неустойчивости в работе системы, подобно наблюдаемой в ряде других устройств.

Более часто, однако, возникает надобность в установке поплавковой камеры выше того уровня, для поддержания которого поплавков служит; в отобенности, это важно для испарителей затопленного типа с короткими трубками, где помещение его на одном уровне с верхним коллектором вызвало бы необходимость либо поместить поплавковый прибор под рассолом, либо проводить к нему трубки сквозь торцевую стенку бака испарителя, что, безусловно, нежелательно. С этой целью заводом Йорк разработан (фиг. 120) способ соединения камеры поплавка типа „а“ с питаемым из него жидкостью испарителем подающей трубой *a* с петлей *b*, причем труба *a* должна быть такого большого сечения, чтобы в петле и в нижней части с жидкостью текла свободной струей, не заполняя сечения. Тогда в наполненном паром пространстве *c* будет господствовать давление $p' = p_0 + \Delta p$, где $\Delta p = H\gamma$. Если пренебречь поправками второго порядка (на трение и т. п.), высота *H* будет равна высоте от точки перелива, т. е. верхней точки петли (по нижней образующей трубы) до уровня в поплавковой камере, и одновременно разности уровней в трубе *c* и стояке *e*. При этой системе возможно помещение поплавка на любую высоту, а также питание из одного отделителя жидкости (ресивер низкого давления) ряда испарительных систем, расположенных на разной высоте, что и применяется фирмой Йорк при оборудовании многоэтажных холодильников с непосредственным испарением.



Фиг. 120.

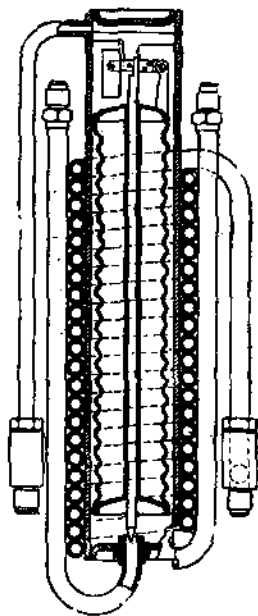
В американском патенте № 1819861 фирмы Йорк приведен вариант описанного поплавкового регулирования (фиг. 121), позволяющий менять высоту уровня жидкости в испарителе *АА*. Взамен петли применена дающая тот же эффект перевернутая U-образная трубка 2; высота *H*₂ уровня *АА* в испарителе над подводящей трубкой 5 должна быть в первом прибли-

жении равна расстоянию H_1 между переливом CC колена 1 трубки 2 и уровнем DD в поплавковой камере. Наклоняя трубку 2, вращение которой возможно благодаря сальникам 3 и 4, меняем высоту H_1 и соответственно H_2 . Сальники 3 и 4, конечно, должны быть вне рассола. Уровень AA должен быть ниже оси BB верхних коллекторов, иначе испарение может быть затруднено. В обычных установках для простоты следует предпочесть вариант по фиг. 120 как более надежный.

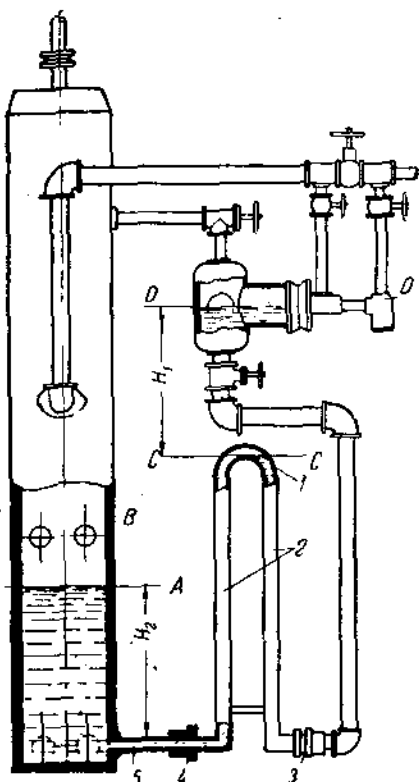
Основной трудностью всякого автоматического регулирования является опасность колебаний, имеющих место во всех почти автоматических устройствах. Математический метод определения устойчивости регулятора¹ применительно к поплавковым регуляторам еще не разработан; поэтому ограничимся некоторыми общими соображениями. А именно американская патентная литература указы-

вает на то, что у поплавка, помещаемого в цилиндрическом коллекторе испарителя холодильного шкафа, колебания возможны из-за волн, образующихся в ресивере; применяются специальные отбойники для уменьшения этой опасности. Конструктивно тип „б“ в этом отношении имеет некоторое преимущество.

Другим источником колебаний может являться вибрация при прохождении через место дросселирования смеси жидкости с паром („звук“ регулирующего вентиля, на который часто ориен-



Фиг. 122.



Фиг. 121. Установка переменной высоты уровня в испарителе.

тируются машинисты, является одним из видов этой вибрации); кроме того, всякое случайное изменение величины x после дросселирования резко меняет объем проходящего пара. Этим может быть объяснено применение американцами схем с переохлаждением „аккумуляторного“ типа перед подводом холодильного агента к регулирующему вентилю (автоматическому)². Фиг. 122 (патент САСШ № 1830314) изображает конструктивное соединение поплавковой камеры с охлаждающим змеевиком, обвитым вокруг нее.

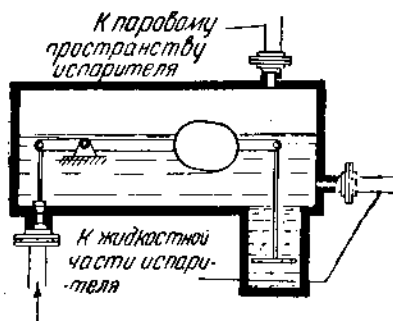
Фирма Линде предлагает для придания устойчивости поплавковому регулятору применять демпфер (масляный буфер) по фиг. 123. Для того чтобы демпфер был постоянно наполнен маслом, он сообщается с нижней частью испарителя (маслоотстойником); практическое выполнение демпфера

¹ Г. Вюнш, Т. Штейн и др.

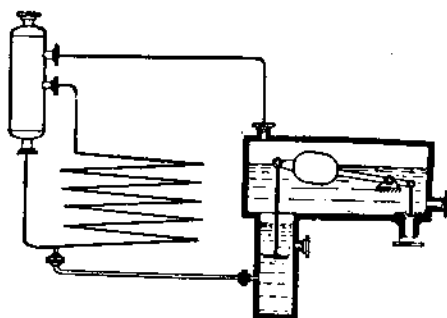
² Бадилькес И., Новая абсорбционная установка для маслопорегонного завода Азнефти и ее экономичность, Холодильное дело № 9—10, Москва 1931.

по схеме фиг. 124 может, однако, быть сопряжено со значительными трудностями из-за связанности высотой и местом его расположения.

Стремлением к уменьшению колебаний и неуравновешенности поплавка объясняется, очевидно, и то обстоятельство, что в ресиверах промежуточ-



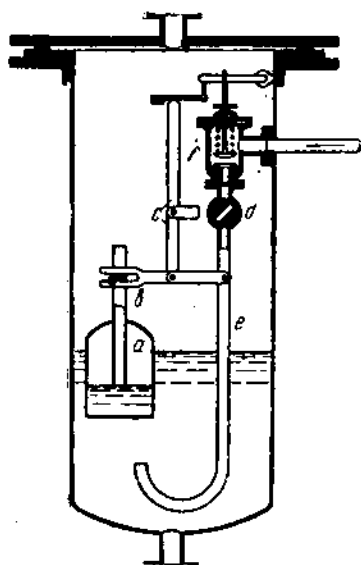
Фиг. 123. Поплавковый регулятор Линде с демпером.



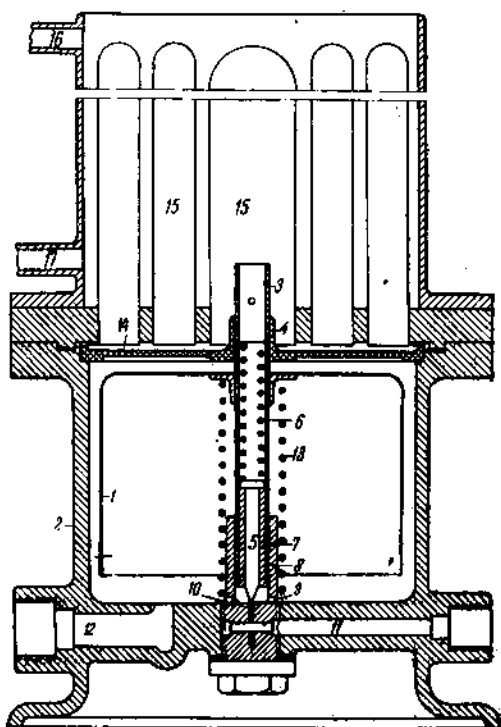
Фиг. 124. Установка поплавкового регулятора Линде с демпером.

ного давления (мюльтипл-эффект) применяют поплавки группы 2, т. е. выпускающие жидкость из ресивера. В самом деле, неуравновешенность при этом может вызываться лишь изменением разности $p_{01} - p_{02}$, которая может колебаться в значительно меньших пределах, чем разность давлений $p - p_{01}$; кроме того, парообразование в регулирующем вентиле 2 значительно меньше, чем в регулирующем вентиле 1.

Другой трудностью, с которой связано осуществление надежно ра-



Фиг. 125. Поплавок-колокол Линде.



Фиг. 126. Прибор Бернэ (Bernat).

ботающего поплавкового регулятора, является обеспечение непотопляемости поплавка. Малейшая, незаметная при пробе неплотность полого поплавка может привести при длительном пребывании его в среде холодильного агента к постепенному заполнению его жидкостью и потоплению. Поэтому в углекислотных ресиверах мюльтипл-эффект и применяются массивные чугунные, уравновешенные пружинами поплавки. Поплавок-ведро (фиг. 105)

является одним из возможных решений; фирмой Линде, наоборот, предложен поплавок-колокол (фиг. 125). Здесь поплавком служит колокол *a*, под которым оканчивается подводная продросселированный холодильный агент трубка *e*, так что пар в колоколе, который может утекать сквозь неплотности, конденсироваться и т. п., непрерывно восполняется. Трубка *b* служит для выпуска из колокола избыточного пара, поступающего снизу. Через рычаги *c* поплавок управляет регулирующим вентилем *d*. Так как последний не может обеспечить абсолютно плотного затвора, то при внезапном прекращении испарения (в оросительных испарителях) или отбора пара компрессором уровень может продолжать повышаться, но лишь до известного предела, после чего дальнейший подъем поплавка через соответствующие рычаги отпускает запорный клапан *f*, предшествующий регулирующему вентилю, который закрывается под действием пружины¹. Французом Берна (Bernat) предложен для малых машин, для непрерывного выпуска жидкости из конденсатора (группа 2) прибор, изображенный на фиг. 126. Здесь 15—закрытые сверху вертикальные конденсаторные трубы, 17 и 16—подвод и отвод воды, 14—фильтр, пропускающий конденсат в камеру 2 поплавка 1. Последний представляет собой колокол, под который через линию 12 непрерывно поступает из компрессора пар. Полая вертикальная ось поплавка 3 направляется втулками 4 и 8. Сам регулирующийся клапан 5 с направляющей 7 следует за движениями поплавка, но пружина 6 смягчает толчки. Устройство неуравновешено в смысле влияния переменной разности давлений $p - p_0$, но большие размеры поплавка 1, часть веса которого воспринимается пружиной 13, обеспечивают во всех случаях достаточную величину подъемной силы для осуществления перестановки регулирующего вентиля. 9—10—11—путь прохождения продросселируемого хладагента.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛ. VIII.

(См. также указатель литературы к гл. VII).

А. На русском языке.

1. Борьба с коррозией в холодильных установках (исследования комитета по вопросам коррозии при Американском обществе инженеров по холодильному делу), перев. с англ. ниж. Д. Рютова, Снабтехиздат, 1933.
2. Вегнер Г. А., Поплавковый регулирующийся вентиль, перев. с англ., Холодильное дело № 9—10, Москва 1931.
3. Вейнберг Б. и Жданов Б., Испаритель Хильгера, перев. с англ., Холодильное дело № 8, Москва 1931.
4. Взрыв закрытого трубчатого испарителя (реферат с английского), Холодильное дело № 3, Москва 1930.
5. Вильямс А., О практике работы с трубчатыми кожуховыми испарителями, Холодильное дело № 5—6, Москва 1931.
6. Всесоюзное насосно-компрессорное объединение, Холодильное оборудование, каталог, Госмашметиздат, 1933.
7. Вюнш Г., Регуляторы количества и давления, перев. с нем., Энергониздат, 1932.
8. Дмитриев Д. В. и Крузе П. Р., Усовершенствования в области аммиачных испарителей в САСШ (реферат по 30), Холодильное дело № 1, Москва 1930.
9. Иоэльсон Е. Б., О применении холода при синтезе аммиака и производстве удобрений из аммиака (по статье О. Вагнера в Z. f. d. g. K. I. № 6, 1932), Холодильное дело № 9, Москва 1932.
10. Иоэльсон Е. Б., О теплопередаче в горизонтальном трубчато-кожуховом испарителе и элементарном конденсаторе, Холодильное дело № 7, Москва 1932.
11. Крузе П. Р., Из практики работы с трубчато-кожуховыми испарителями, Холодильное дело № 11—12, Москва 1930.
12. Планк П. Р., Американская холодильная техника, перев. с нем., ГНТИ, 1931.
13. Проекты промстандартов № 407—409, вып. 11, ВСНХ СССР, ВОМТ, ноябрь 1931.
14. Цыдзик В. Е., Характеристика основных типов аппаратов, применяемых в современном холодильном машиностроении, Холодильное дело № 7—8, Москва 1930.
15. Штейн Т., Регулирование и выравнивание в паровых установках, перев. с нем., ГНТИ, 1931.

¹ Германский патент № 548875.

16. Brier H., Precooling by Primary Evaporation, Multiple Effect Compression, & Automatic Regulation as applied to CO₂ Refrigerating Machine. Actes du V Congrès International du Froid. Vol. 7, Sindicato Italiano Arte Grafiche, Roma 1929.
17. Cryder D. S. and Gilliland E. R., Heat Transmission from Metal Surfaces to Boiling Liquids, Refrigerating Engineering Vol. 25 № 2, New York, Feb. 1933.
18. Ferguson G., The Two Pressure Evaporator System as Made by Apeldoornsche Machinefabrik Voorheen Loog Landaal, Appeldoorn, The Fourth International Congress of Refrigeration, Proceedings, London 1924.
- *19. Gaskill Frank O., Evaporator Heat Transfer Analysis, Refrigerating Engineering, Vol. 26, № 3, New-York, Sept. 1933.
20. Goree C. P. Jr., Automatic Refrigerant Control, Refrigerating Engineering Vol. 20, № 5, New York, Nov. 1930.
21. Gould Richard E. and Levy Marion I., Flow of Brine in Pipes. Engineering Experiment Station, University of Illinois, Bulletin № 182, Urbana 1928.
22. Hull H. B., Household Refrigeration, Chicago 1928, Nickerson and Collins.
23. Jessup R. S., Properties of Refrigerating Brines, Refrigerating Engineering Vol. 12, № 6, New York, Dec. 1925.
24. Jessup R. S., Heat Content of Brines, Refrigerating Engineering Vol. 22 № 3, New York, Sept. 1931.
25. Linden C. M. and Montillon G. H., Heat Transmission in an Experimental Inclined-Tube Evaporator, Industrial and Engineering Chemistry Vol. 22, № 7, Washington, July 1930.
26. Marle D. J. Van, Heat Transmission in an Inclined Rapid Circulation Type Vacuum Evaporator, Journal of Industrial and Engineering Chemistry Vol. 16, № 5, Washington, May, 1924.
27. Philipp L. A. and Tiffany B. E., Ebullition of Refrigerants, Refrigerating Engineering Vol. 25, № 3, New York, March 1933.
28. The Refrigerating Data Book and Catalog, The American Society of Refrigerating Engineers, First Edition, New York, 1932—33.
29. Shipley Thomas, Improved Heat Transfer in Refrigerating Evaporation Apparatus, Refrigerating World, Febr. 1927.
30. Shipley Thomas, Evaporating Systems, Ice and Refrigeration Vol. 75, № 1, Chicago, July 1928; Refrigerating World, Oct. & Nov. 1928.
31. Shipley Thomas, Third Paper on Recent Developments in Evaporating Systems, Refrigerating World, March-Apr.-May 1923.
32. Stewart F., Commerical Cooling Units, Refrigerating Engineering Vol. 21, № 1, New York, Jan. 1931.
33. Stewart F. and Holland A. D., Double Pipe Cooler and Condenser Tests, Refrigerating Engineering Vol. 17, № 1, New York, Jan. 1929.
34. Vetter H., Factors Affecting the Design of Evaporators, Refrigerating Engineering Vol. 24, № 6, New York, Dec. 1932.
35. U. S. Patent № 1718310, Method of and Apparatus for Cooling Liquids, T. Shipley, 1926.
36. U. S. Patent № 1718313, Evaporator, T. Shipley, 1927.
37. U. S. Patent № 1819861 (Cl 62—126), Refrigeration, John G. Bergdoll, Assignor to York Ice Machinery Corporation, 1930.
38. U. S. Patent № 1830314 (Cl 62—126), Refrigerating System, Jay G. De Remer, 1926.
39. U. S. Patent № 1808374 (Cl 62—126), Refrigerating Apparatus, H. A. Phillips.
40. U. S. Patent № 1815421 (Cl 62—126), Refrigeration, T. Shipley, assignor to York Ice Machinery Corporation.
41. Brit. Patent № 135781 (Cl 29), Brier H. Refrigerating, Compression Machines and processes for.
42. Brit. Patent № 207/1913 (Cl 29), Kilburn, B. (Stokes, F.), Refrigerating, Compression machine for.

В. На немецком языке.

43. Altenkirch E., Eigenschaften der Chlormagnesiumlösung, Ztschr. für die gesamte Kälte-Industrie 25 Jahrg., 12 Heft, München 1918.
44. Altenkirch E., Eigenschaften der Chlornatriumlösung, Ztschr. für die gesamte Kälte-Industrie, 25 Jahrg., 7 Heft, München 1919.
45. Altenkirch E., Eigenschaften der Chlorkalziumlösung, Ztschr. für die gesamte Kälte-Industrie, 26 Jahrg., 10 Heft, München 1919.
46. Austin L. Ueber den Wärmedurchgang durch Heizflächen, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 7, Berlin 1903.
47. Behringer H., Die Flüssigkeitsförderung nach dem Prinzip der Mammutpumpe, Forschung Bd. 3, № 6, Berlin 1932; Idem, Dissertation, T. H. Karlsruhe, 1930.
48. Bošnjaković F., Verdampfung und Flüssigkeitsüberhitzung, Technische Mechanik und Thermodynamik, Bd. I, № 10, Berlin 1930.
49. Bošnjaković F., Wärmeprozesse bei Salzlösungen, Ztschr. für die gesamte Kälte-Industrie, 39. Jahrg., Hefte 9 & 10, Berlin 1932.

50. Bosnjaković F., Austausch zwischen Dampf und Flüssigkeit einfacher Stoffe. Forschung, Bd. 3, № 3, Berlin 1932.
- *51. Bryn T. Steiggeschwindigkeit von Luftblasen in Flüssigkeiten, Forschung, Bd. 4, № 1, Berlin 1933.
52. Cleve K., Modellversuche über den Wasserumlauf in Steil- und Schrägrohrkesseln. Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 322, Berlin 1929.
53. Erk S., Zähigkeit und Strömungswiderstand von kalten Flüssigkeiten und Gasen, Ztschr. für die gesamte Kälte-Industrie, 31 Jahrgang, 5 Heft, Dissen 1919.
54. Federmann Karl, Versuche an einer Kompressionskältemaschine über die Flüssigkeitsrückführung in den Zylinder, über den Einfluss von Regelapparaten auf die Unterkühlung und über die Verdampfer-Fällung, Dissertation, Technische Hochschule zu Stuttgart, 1931.
55. Hausbrand-Hirsch, Verdampfen, Kondensieren und Kühlen, Siebente Auflage, unter besonderer Berücksichtigung der Verdampfanlagen, vollständig neu bearbeitet von M. Hirsch, Julius Springer, Berlin 1931.
56. Heindrich, Ueber die Verdampfung des Wassers bei Siedeverzug, Dissertation, Technische Hochschule, Aachen 1931; Referat — VDI, 1932, № 37, S. 897.
57. Hoefler K., Untersuchungen über die Strömungsvorgänge im Steigrohr eines Druckluftwasserhebers. Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 138, Berlin 1913.
58. Holborn L. und Dittenberger W., Wärmedurchgang durch Heizflächen. Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 2, Berlin 1901.
59. Jakob M., Kondensation und Verdampfung (Neuere Anschauungen und Versuche), Ztschr. des Vereins Deutscher Ingenieure, Bd. 76, № 48, Berlin 1932.
60. Jakob M. und Fritz W., Versuche über den Verdampfungsvorgang, Forschung Bd. 2, № 12, Berlin 1931.
61. Jakob M. und Linke W., Der Wärmeübergang von einer waagerechten Platte in siedendes Wasser, Forschung, Bd. 4, № 2, Berlin 1933.
62. Kaufmann A., Neuerungen im Kältemaschinenbau, Ztschr. für die gesamte Kälte-Industrie 31 Jahrg., Hefte 8 & 9, Dissen 1924.
63. Koch W., Spezifisches Gewicht und spezifische Wärme der Volumeneinheit der Lösungen von Natrium-Kalium- und Magnesiumchlorid bei tiefen und mittleren Temperaturen, Ztschr. für die gesamte Kälte-Industrie, 31 Jahrg., 9 Heft, Dissen 1924.
64. Linge K., Wärmeübergangszahlen wässriger Lösungen von Chlornatrium, Chlorkalium, Chlormagnesium und Reinhart in bei turbulenter Strömung in Rohren, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie Jahrg. 37, Heft 10, Berlin 1930.
65. Münzinger F., Die Leistungssteigerung von Grossdampfkesseln (IV, a-Theorie des Wasserumlaufes, S. 64—80), Verlag Julius Springer, Berlin 1922.
66. Neue amerikanische Verdampferbauarten, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 35 Jahrg., Heft 12, Berlin 1928 (pefeepar no 30).
67. Pickert F., Das Aufsteigen von Gasblasen in Flüssigkeiten, Forschung Bd. 3, № 6, Berlin 1932.
68. Pickert F., Wirkungsgrad und Berechnungsgrundlagen von Druckluftwasserhebern, Dissertation T. H. Berlin 1931.
- *69. Plank R. und Kuprianoff I., Haushaltkältemaschinen, Berlin 1934. Verlag von Julius Springer.
70. Pohlmann W., Verbesserter amerikanischer Verdampfer, Die Kälte-Industrie, Jahrg., XXVII, № 10, Hamburg 1930.
71. Pohlmann W., Die Reinhart-Sole, Die Kälte-Industrie Jahrg. XXVIII, № 3, Hamburg, 1931.
72. Die physikalischen Eigenschaften der Reinhart-Sole (Mitteilung aus dem Laboratorium der Kühl-Sole Aktiengesellschaft, Leipzig), Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 35 Jahrg., 4 Heft, Berlin 1928.
73. P. Rütters, Neuartige Abscheideanordnung für Ueberhitzungs- und Ueberflutungs-betrieb, Die Kälte-Industrie, Jahrg. XXVIII, № 4, Hamburg 1931.
74. Schmidt Ernst, Versuche über den Wasserumlauf in Dampfkesseln, Ztschr. des Vereins Deutscher Ingenieure, Bd. 73, № 33, Berlin 1929.
75. Schmidt E., Versuche über den Wasserumlauf in Steilrohrkesseln, Archiv für wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen № 1, 1933.
76. Schütz S., Chromate in Kühltölen, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie 38 Jahrg., 9 Heft, Berlin 1931.
77. Siller W., Neuartige Abscheideanordnung für Ueberhitzungs- und Ueberflutungs-betrieb, Die Kälte-Industrie, Jahrg., XXVIII, № 2, Hamburg 1931.
78. H. Stakelbeck und R. Plank, Ueber die Zähigkeit von Chlornatrium, Chlorkalzium und Chlormagnesiumlösungen in Abhängigkeit von Temperatur und Konzentration, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 36, Hefte 6—7, Berlin 1929.
79. Stücker R., Fortschritte auf dem Gebiete der Zellenerzeugung durch gekühlte Sole, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 40 Jahrg., Hefte 3 & 4, Berlin 1933.
80. Wiesent J., Korrosionsforschung und Kühltölenfabrikation, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 38 Jahrg., 2 Heft, Berlin 1931.

81. DRP № 432563, Liegender Verdampfer für Kältemaschinen, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A. G. in Augsburg 1924.

82. DRP № 504168, Wärmeaustauschvorrichtung, vorzugsweise für Kälteanlagen, Dipl. Ing. M. Hirsch in Frankfurt a. Main 1928.

• 83. DRP № 425317, Verdampfer für Kältemaschinen, Joseph Ruhland in Budapest 1924.

84. DRP № 548875, Schwimmerregler für Kältemaschinen, Gesellschaft für Linde's Eismaschinen A. G. 1929.

85. DRP № 544698, Schwimmerregler für Ueberflutungsverdampfer von Kältemaschinen, Gesellschaft für Linde's Eismaschinen A. G. 1930.

86. DRP № 520525, Ununterbrochen wirkender Kondensator für Gase und Dämpfe bei Kältemaschinen mit einem das Kondensat sammelnden Behälter, Raoul Bernat in Bordeaux, Frankreich, 1927.

87. DRP № 457754, Zwicky G., Schwimmerregler.

КОНДЕНСАТОРЫ И ПЕРЕОХЛАДИТЕЛИ.

§ 1. Теплопередача в конденсаторах.

Конденсатор является одним из важнейших элементов холодильной машины. В конденсаторе холодильной машины все отнятое ею тепло вместе с тепловым эквивалентом затраченной в компрессоре индикаторной работы должно быть отдано окружающей среде — охлаждающей воде (в обычном конденсаторе без экономии воды) или охлаждающей воде и воздуху (в оросительном конденсаторе при экономии воды).

Если полная теплоотдача конденсатора в час составляет

$$Q = Q_{\text{брутто}} + 632 \cdot N_i \quad (1)$$

и количество свежей воды, протекающей через конденсатор, при начальной температуре ее t_{w1} составляет G_w (кг/час), то вода уходит с температурой

$$t_{w2} = t_{w1} + \frac{Q}{G_w} \quad (2)$$

Так как температура конденсации зависит от температуры отходящей с конденсатора воды t_{w2} , превышая ее на 3—4° Ц, то минимальное количество охлаждающей воды должно быть

$$G_{w \min} = \frac{Q}{t_{w2 \max} - t_{w1}} \quad (3)$$

При наличии меньшего количества охлаждающей воды только часть нагрузки конденсатора может быть поглощена располагаемой охлаждающей водой G_w , а остающаяся часть должна быть отдана в оросительном конденсаторе окружающему воздуху. В крайнем случае полного недостатка воды $G_w \approx 0$ все тепло должно быть отдано воздуху. Однако непосредственная отдача тепла воздуху возможна лишь при очень малых нагрузках. Объемная теплоемкость воздуха составляет всего около 0,3 ккал/м³ °Ц, тогда как для воды она составляет 1000 ккал/м³ °Ц. Поэтому при одинаковых температурах через конденсатор должен пройти объем воздуха в 3000 раз больший объема охлаждающей воды. Кроме того, теплопередача к воздуху несравненно хуже теплопередачи к воде, поэтому при небольших разностях температур потребовались бы очень большие размеры теплопередающих поверхностей (в 50—100 раз больше, чем для воды). Конденсаторы с чисто воздушным охлаждением были бы чрезвычайно громоздки и дороги. Можно, однако, в оросительном конденсаторе обойтись малым количеством воздуха и малыми теплоотдающими поверхностями, если учесть способность воздуха насыщаться водяными парами и использовать их скрытую теплоту парообразования. При этом часть отводимого в конденсаторе тепла используется для превращения воды в пар, т. е. производится испарение воды в воздух (охлаждение за счет испарения). Благодаря большой скрытой теплоте парообразования можно определенному количеству воздуха отдать значительно большее количество тепла, чем путем повышения его температуры.

В тех случаях, когда пары холодильного агента поступают в конденсатор перегретыми, а сконденсированный агент при наличии противотока покидает конденсатор переохлажденным, процесс теплоперехода от холодильного агента к стенке трубы по ходу агента может быть условно разбит на три последовательных фазы:

а) теплопереход от перегретых паров холодильного агента к стенке трубы;

б) теплопереход от конденсирующихся паров холодильного агента к стенке трубы;

в) теплопереход от сконденсированной жидкости к стенке трубы.

Если из общей нагрузки конденсатора Q (кал/час) теплоотдача при переохлаждении составляет Q' (кал/час), теплоотдача в процессе конденсации Q'' (кал/час) и в процессе отнятия перегрева Q''' (кал/час), то

$$Q = Q' + Q'' + Q''' \quad (4)$$

Теплоотдача в конденсаторе, отнесенная к 1 кг холодильного агента,

$$q = i_2 - i_u = (i' - i_u) + (i'' - i') + (i_2 - i'') = q_u + r + w \quad (5)$$

и

$$Q' = G_a \cdot q_u = Q \cdot \frac{q_u}{q}, \quad (6)$$

$$Q'' = G_a \cdot r = Q \cdot \frac{r}{q}, \quad (7)$$

$$Q''' = G_a \cdot w = Q \cdot \frac{w}{q}. \quad (8)$$

Обозначив коэффициент теплоперехода от сконденсированного холодильного агента к стенке трубы в зоне переохлаждения через α'_a , в зоне конденсации паров α''_a , в зоне отнятия перегрева α'''_a , имеем для определения значений коэффициентов теплопередачи по отдельным зонам следующие уравнения:

$$\frac{1}{k'} = \frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha'_a}, \quad (9)$$

$$\frac{1}{k''} = \frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha''_a}, \quad (10)$$

$$\frac{1}{k'''} = \frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha'''_a}. \quad (11)$$

Значения коэффициентов теплоперехода от стенки трубы к воде, движущейся внутри трубы, определяются частным видом основного уравнения Стендер-Меркеля [гл. VII, § 4, уравнение (41)]:

$$\alpha_w = b \cdot \frac{w^{0,87}}{d^{0,73}} = 1750 \cdot [1 + 0,017t] \cdot \frac{w^{0,87}}{d^{0,73}} \quad (12)$$

Значения коэффициентов теплоперехода от сконденсированных холодильных агентов при принужденном их течении в трубах к стенке трубы по отношению к значению их для воды при тех же условиях определяются уравнениями (49—52), приведенными в § 4 гл. VII. Значения коэффициентов теплоперехода от перегретых паров к стенке трубы при принужденном течении их в трубах определяются уравнением (45), приведенным в § 4 гл. VII; последнее, однако, имеет ограниченное применение для тех случаев теплопередачи от перегретого пара к стенке, когда температура воды в зоне отнятия перегрева поднимается выше температуры насыщения, соответствующей давлению конденсации, что имеет иногда место в угле-

кислотных машинах. В обычных же условиях, когда температура стенки ниже температуры насыщения, соответствующей давлению в конденсаторе, разбивка теплоотдачи в конденсаторе на зоны насыщенного Q'' и перегретого пара Q''' отпадает (гл. VII, § 4), так как вследствие происходящей конденсации паров на охлаждающей стенке количества тепла, передаваемые через единицу поверхности q_F (кал/м² час), практически выравниваются.

При движении холодильного агента по каналу или трубе некруглого сечения, что имеет место при внешнем омывании труб холодильным агентом, в качестве расчетного диаметра вводится гидравлический диаметр сечения d_h , определяемый уравнением (42), приведенным в § 4 гл. VII.

Значения коэффициентов теплоперехода α_a'' от конденсирующегося холодильного агента к стенке трубы зависят от условий отвода конденсата с охлаждающей поверхности и потому неодинаковы для различных типов и конструкций конденсаторов. Для случая конденсации насыщенного пара в аппаратах, конструкция которых допускает свободный сток конденсата с охлаждающей поверхности (в холодильной технике к этому типу относятся конденсаторы: кожухо-трубчатый вертикальный и горизонтальный, элементный, вертикальный оросительный Линде, кожухо-змеевичный Гендрикса и отчасти противоточный двухтрубный и оросительный с промежуточным отводом жидкости), определение сопротивления теплопереходу со стороны холодильного агента может вестись на основе теории Нуссельта.

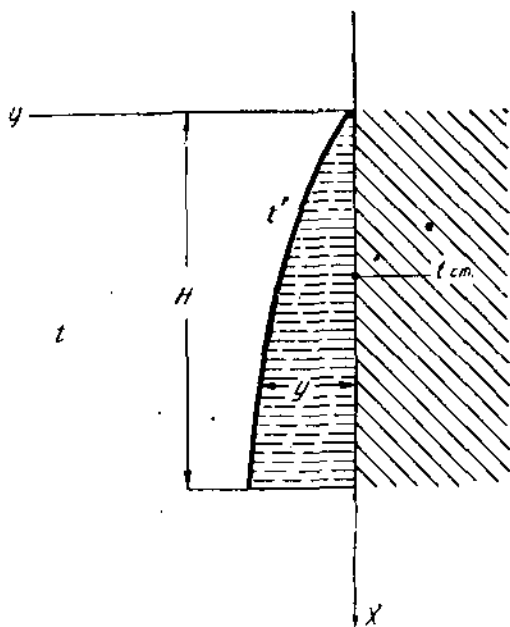
А. Теория Нуссельта¹.

По Нуссельту при конденсации пара на охлаждаемой стенке поверхность последней покрывается тонкой пленкой конденсата; температура поверхности стенки со стороны пленки и температура поверхности пленки со стороны стенки принимается постоянной t_{cm} , температура же свободной поверхности пленки t' принимается равной температуре конденсации t при давлении, господствующем в конденсаторе. Предположение Нуссельта, что

$$t - t' \approx 0 \quad (13)$$

или что сопротивление переходу молекул насыщенного пара в жидкость при отсутствии инертных газов ничтожно, подтверждено в последнее время теоретическими соображениями Бошняковича², который с помощью кинетической теории газов вычислил это сопротивление в размере

$$\frac{1}{35\,000} \text{ (кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C)}^{-1}$$



Фиг. 127.

для водяного пара, анализом количественного влияния примеси инертного газа^{3,4} и, наконец, тем обстоя-

¹ Nusselt, VDI № 27—28, 1916.

² Bošnjaković, Forschung № 2, 1932.

³ Othmer, Ind. En. Chem. № 6, 1929.

⁴ Robinson, Ind. Eng. Chem. № 7, 1920.

тельством, что при обнаженной благодаря капельной конденсации (см. ниже) поверхности это сопротивление в действительности падает до $\frac{1}{30\,000} - \frac{1}{40\,000}$.

Вследствие этого разность температур

$$t - t_{cm} = \theta_0 \quad (14)$$

между конденсируемым паром и стенкой будет вместе с тем разностью температур обеих поверхностей пленки конденсата, и сопротивление переходу тепла от конденсирующегося пара с температурой t к стенке с температурой поверхности t_{cm} будет определяться тепловым сопротивлением жидкой пленки конденсата толщиной y ; в последней при ламинарном ее стекании перенос тепла происходит только за счет теплопроводности:

$$dQ = \frac{\lambda}{y} \cdot \theta_0 \cdot dF. \quad (15)$$

Принимая как определение

$$\alpha_a'' = \frac{dQ}{\theta_a \cdot dF}, \quad (16)$$

получаем

$$\frac{1}{\alpha_a''} = \frac{y}{\lambda}, \quad (17)$$

или

$$\alpha_a'' = \frac{\lambda}{y}. \quad (17a)$$

Рассматривая элемент поверхности шириной 1 м, имеем:

$$dF = 1 \cdot dx \quad (18)$$

и согласно уравнениям (15) и (18)

$$dQ = \theta_0 \cdot \frac{\lambda}{y} \cdot dx. \quad (19)$$

До известного предела [о последнем см. ниже, формулы (38—39)] стекание пленки происходит ламинарно. Для этого случая Нуссельтом выведены соотношения, для вертикальной трубы проверенные экспериментально¹, устанавливающие следующие зависимости между толщиной пленки y , средней скоростью в пленке w , количеством льющейся на единицу длины горизонтального следа рассматриваемой стенки (например, на 1 м периметра трубок) жидкости g_E кг/м час и ее свойствами — плотностью и вязкостью; последнюю относим для упрощения написания формул к 1 часу:

$$\tau_h (\text{кг} \cdot \text{час} \cdot \text{м}^{-2}) = \frac{1}{3\,600} \cdot \eta [\text{кг} \cdot \text{сек} \cdot \text{м}^{-2}], \quad (20)$$

тогда

$$w = \frac{1}{3\,600} \cdot \sqrt[3]{\frac{g_E}{\gamma \cdot \tau_h}} \quad (21)$$

и

$$g_E = \frac{\gamma^2 \cdot w^3}{3 \cdot \tau_h}. \quad (22)$$

¹ Nusselt, VDI № 9, 1923.

Если на рассматриваемом элементе поверхности $dF = 1 \cdot dx$ передается количество тепла dQ , то этому соответствует конденсация пара в количестве

$$dg_E = \frac{dQ}{r}, \quad (23)$$

где r — теплота парообразования или конденсации при температуре t ; следовательно,

$$dQ = r \cdot dg_E = \frac{r \cdot \gamma^2 \cdot y^2}{\eta_h} \cdot dy. \quad (24)$$

Приравнявая уравнения (24) и (19), получаем:

$$\eta_0 \cdot \frac{\lambda}{y} \cdot dx = \eta_h^{-1} \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot y^2 \cdot dy, \quad (25)$$

или

$$\eta_0^{-1} \cdot \eta_h^{-1} \cdot \lambda^{-1} \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot y^3 \cdot dy = dx. \quad (26)$$

Интегрирование дает:

$$x = \frac{1}{4} \cdot \eta_0^{-1} \cdot \eta_h^{-1} \cdot \lambda^{-1} \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot y^4 + C. \quad (27)$$

При $x=0$ $y=0$, поэтому $C=0$ и

$$x = \frac{1}{4} \cdot \eta_0^{-1} \cdot \eta_h^{-1} \cdot \lambda^{-1} \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot y^4, \quad (28)$$

или

$$y = \sqrt[4]{\frac{4}{\eta_0 \cdot \eta_h \cdot \lambda \cdot r \cdot \gamma^2} \cdot x}. \quad (29)$$

Количество конденсата, протекающее в точке x , найдем, подставив (29) в (22):

$$g_{Ex} = \frac{4}{3} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{4} \cdot \eta_0^3 \cdot r^{-3} \cdot \eta_h^{-1} \cdot \lambda^3 \cdot \gamma^2 \cdot x^3}. \quad (30)$$

Теплоту же конденсации, отведенную до точки x (считая сверху), даст нам уравнение

$$q_{Ex} = r \cdot g_{Ex}, \quad (31)$$

где q_E — нагрузка на 1 пог. м периметра стенки (кал/м час); обозначив через q_F нагрузку на 1 м² поверхности стенки (кал/м² час), имеем:

$$q_E = H \cdot q_F. \quad (32)$$

На вертикальном участке $x=H$ это количество составит

$$\begin{aligned} q_{EH} &= \frac{4}{3} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{4} \cdot \eta_h^{-1} \cdot \lambda^3 \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot \eta_0^3 \cdot H^3} = \\ &= 0,94278 \cdot \sqrt[4]{\eta_h^{-1} \cdot \lambda^3 \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot \eta_0^3 \cdot H^3}. \end{aligned} \quad (33)$$

Средний коэффициент теплоперехода на этом участке по определению

$$\alpha_a'' = \frac{q_{EH}}{H \cdot \eta_0}. \quad (34)$$

Таким образом по Нуссельту

$$\begin{aligned} \alpha_a''_{\text{средн}} &= \frac{4}{3} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{4} \cdot \eta_h^{-1} \cdot \lambda^3 \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot \eta_0^{-1} \cdot H^{-1}} = \\ &= 0,94278 \cdot \sqrt[4]{\eta_h^{-1} \cdot \lambda^3 \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot \eta_0^{-1} \cdot H^{-1}}. \end{aligned} \quad (35)$$

Для плоскости, наклонной под углом φ к вертикали, уравнение (22) примет вид:

$$g_E = \frac{\gamma^2 \cdot y^3}{3 \cdot \eta_h} \cdot \cos \varphi; \quad (22a)$$

подставляя это значение в уравнения (24) — (26), интегрируя и преобразуя по формуле (31), находим:

$$q_{Ex} = 0,94278 \cdot \sqrt[4]{\eta_h^{-1} \cdot \lambda^3 \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot \theta_0^3 \cdot x^3} \cdot \sqrt[4]{\cos \varphi}, \quad (36)$$

где x — длина пути стекающей по наклонной поверхности жидкости, а не высота по отвесу. Следовательно, наклонная поверхность при прочих равных условиях даст худшую теплопередачу из-за худшего стекания конденсата, чем вертикальная.

Для одной горизонтальной трубы, интегрируя вдоль окружности, Нуссельт теоретически вывел

$$\sigma_{amp}'' = 0,72505 \cdot \sqrt[4]{\eta_h^{-1} \cdot \lambda^3 \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot \theta_j^{-1} \cdot d^{-1}}. \quad (37)$$

Таким образом и для горизонтальных трубчатых аппаратов уравнения (33) и (35) сохраняют свою форму, отличаясь только числовыми коэффициентами, зависящими от числа трубок и их взаимного расположения.

Б. Пределы применимости формул Нуссельта.

Формулы Нуссельта основаны на предположении, что конденсат образует на поверхности пленку и что эта пленка стекает ламинарно. В настоящее время установлено, что конденсация при условиях, имеющих место



Фиг. 128. Капельная конденсация на полированной поверхности.



Фиг. 129. Смешанная конденсация, сверху — капли, в середине и внизу — пленка на не вполне чистой поверхности.

в промышленной аппаратуре, может происходить как в форме пленки, так и в форме отдельных капель и в смешанном виде (частью пленка, частью капли). При уменьшении нагрузки вероятнее капельная конденсация, однако точные пределы существования того или иного вида конденсации к моменту составления настоящей главы в мировой литературе еще не установлены. Так как, однако, при капельной конденсации благодаря наличию большой обнаженной поверхности сопротивление теплопереходу падает почти до 0 (для воды $\alpha'' = 30\,000 - 40\,000$ против приблизительно 6000 при соответствующей нагрузке и наличии пленки), то, ведя расчет по Нуссельту, мы находим высший предел теплового сопротивления, возможного при конденсации чистого пара.

Случай турбулентного стекания¹ наступит при $Re = 2320$; гидравлический диаметр здесь

$$d_k = \frac{4f}{u} = \frac{4\nu \cdot 1}{1} = 4\nu, \quad (38)$$

тогда, подставляя значения формул (21) и (22), находим

$$Re = \frac{w \cdot d_k \cdot \gamma}{\eta \cdot 9,81} = \frac{4 \cdot g_E}{\eta \cdot 9,81 \cdot 3600} \quad (39)$$

и для критического $Re = 2320$:

$$g_E = \frac{3600 \cdot 2320 \cdot 9,81}{4} \cdot \eta = 20,5 \cdot 10^6 \cdot \eta. \quad (40)$$

Так, для конденсации аммиака при $+20^\circ$ находим:

$$q_E = r \cdot g_E = 283,5 \cdot 20,5 \cdot 10^6 \cdot 22,6 \cdot 10^{-6} = 131\,500 \text{ ккал/м}^2 \text{ час},$$

что даже при $H = 6$ м соответствует

$$q_F = \frac{q_E}{H} = \frac{131\,500}{6} = 21\,900 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}.$$

Это значение лежит далеко за пределами осуществляемых нагрузок конденсаторов.

В. Исключение θ_0 из формул теплопередачи.

Основное неудобство формул Нуссельта [(33), (34), (35), (36) и (37)] заключается в том, что они содержат величину θ_0 , вообще говоря, нам неизвестную; так как при проектировании приходится задаваться либо удельной нагрузкой поверхности q_F ккал/м² час, либо общим перепадом температур

$$\theta = t - t_w \quad (41)$$

и так как при заданном общем перепаде θ частичный перепад θ_0 зависит от отношения местного сопротивления $\frac{1}{\alpha_a}$ к общему $\frac{1}{k}$, то, рассчитывая по формулам Нуссельта, приходится задаваться θ_0 , затем по результату находить его действительное значение, вновь исправлять подсчет и т. д.

В первом случае — при заданном q_F — подставляем

$$\theta_0 = \frac{q_F}{\alpha_a''} = \frac{q_E}{\alpha_a'' H} \quad (34)$$

в формулу (35) и после сокращения $\sqrt[4]{\alpha_a''}$ находим:

$$\alpha_a''_{\text{средн}} = \frac{1}{B \cdot q_E^{\frac{1}{3}}}, \quad (42)$$

или

$$\alpha_a''_{\text{средн}} = \frac{1}{B \cdot H^{\frac{1}{3}} \cdot q_F^{\frac{1}{3}}}, \quad (43)$$

где

$$B = \frac{3}{4} \cdot \sqrt[3]{\frac{r}{\lambda} \cdot \eta \cdot r^{-1} \cdot \gamma^{-2} \cdot \lambda^{-3}}. \quad (44)$$

¹ Colburn and Hougen, Ind. Eng. Chem. № 5, 1910.

ТАБЛИЦА 22.

Значения характеристики B для воды и основных холодильных агентов при $+20^\circ\text{C}$.

Агент	η кг·сек/м ²	r кал/кг	γ кг/м ³	λ кал/м·час·°C	B	$\frac{B_w}{B_a}$
H ₂ O	102·10 ⁻⁶	584,3	993	0,505	7,8213·10 ⁻⁶	1
N ₃	22,6·10 ⁻⁶	283,5	610	0,5	8,4476·10 ⁻⁶	0,927
SO ₂	27,8·10 ⁻⁶	83,8	1383	0,29	13,57·10 ⁻⁶	0,576
CO ₂	7,2·10 ⁻⁶	37,1	770	0,18	27,022·10 ⁻⁶	0,289

Поэтому последняя графа табл. 22

$$\frac{B_w}{B_a} = \sqrt[3]{\frac{\eta_w}{\eta_a} \cdot \frac{r_a}{r_w} \cdot \left(\frac{\gamma_a}{\gamma_w}\right)^2 \cdot \left(\frac{\lambda_a}{\lambda_w}\right)^3} = \frac{\alpha_a''}{\alpha_w''} \quad (45)$$

выражает отношение коэффициента теплоперехода при конденсации какого-либо пара α_a'' к коэффициенту теплоперехода для водяного пара α_w'' при одинаковой нагрузке на единицу поверхности и при одинаковой высоте конденсатора.

Фиг. 130 дает α_{NH_3}'' в виде функции нагрузки при $B = 8,4476 \cdot 10^{-6}$, т. е. при $+20^\circ$; отметим, что величина B для аммиака почти не зависит от температуры — при изменении t на 1°C , α_{NH_3}'' меняется в ту же сторону на $0,5\%$.

Во втором случае — при расчете по заданному η — определение производительности по обычной формуле

$$Q = k \cdot F \cdot \eta$$

непосредственно невозможно, потому что вместо обычной простой причинной зависимости k от $\frac{1}{\alpha_a''}$ как одного из слагаемых мы имеем сложную

зависимость взаимодействия k и $\frac{1}{\alpha_a''}$, так как последнее через η_0 в свою очередь зависит от k по формулам (34) и

$$\eta_0 = \eta \cdot \frac{k}{\alpha_a''} \quad (46)$$

Разобьем поэтому общее тепловое сопротивление

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_a''} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w''}$$

на переменное

$$\frac{1}{\alpha_a''} = \frac{y}{k} \quad (47)$$

и независящий непосредственно от нагрузки остаток

$$s = \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w''} \quad (47)$$

$$\frac{1}{k} = \frac{y}{k} + s \quad (48)$$

Выразим на основе уравнений (25) и (47) дифференциальное уравнение

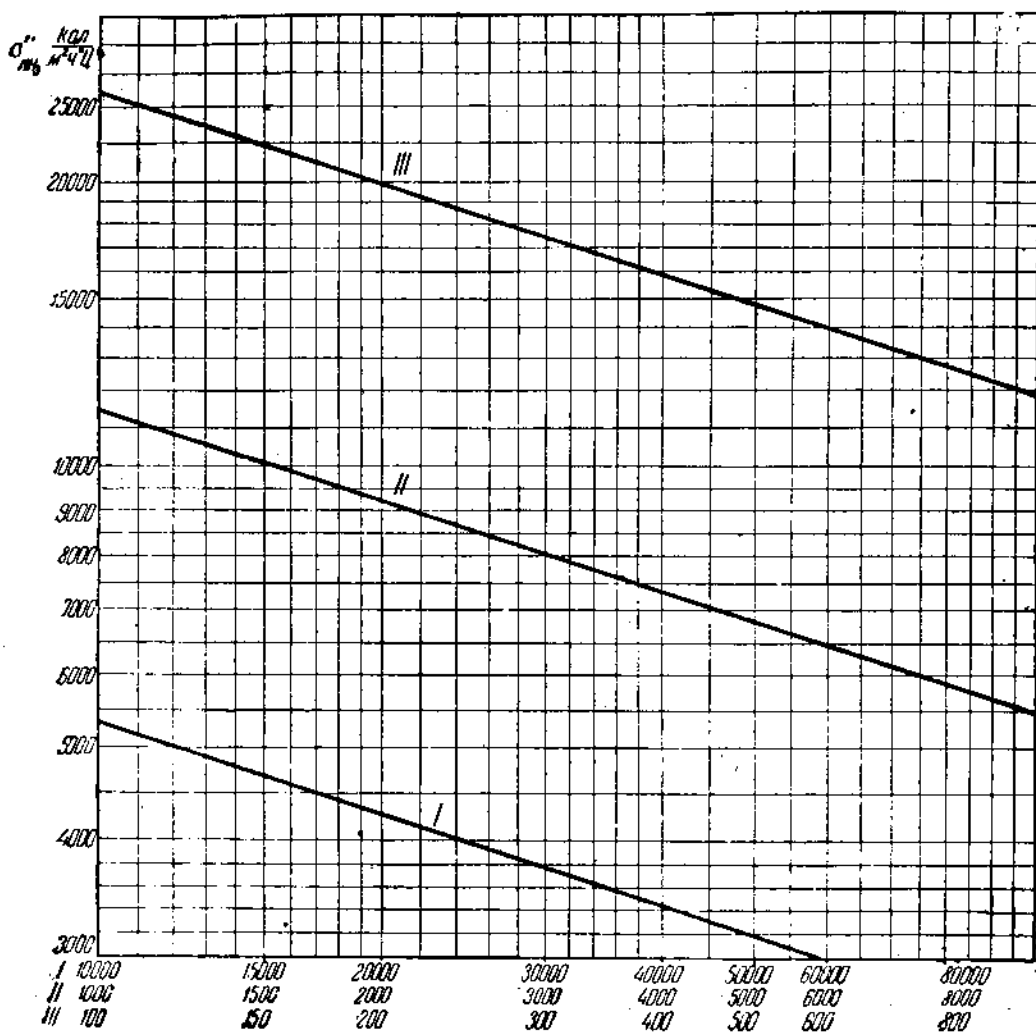
$$dQ = k \cdot \eta \cdot dF \quad (49)$$

в форме

$$\eta_h^{-1} \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot y^2 \cdot dy = \theta \cdot \left(\frac{y}{\lambda} + s \right)^{-1} \cdot dx. \quad (50)$$

Интеграл его

$$\frac{1}{4} \theta^{-1} \cdot \eta_h^{-1} \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot \lambda^{-1} \cdot y^4 + \frac{1}{3} \theta^{-1} \cdot \eta_h^{-1} \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot s \cdot y^3 = x + c; \quad (51)$$



Фиг. 130. Зависимость $\sigma'_{\text{нб}}$ от q_E .

при

$$x=0, \quad y=0 \quad \text{и} \quad c=0,$$

поэтому

$$\frac{1}{4} \theta^{-1} \cdot \eta_h^{-1} \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot \lambda^{-1} \cdot y^4 + \frac{1}{3} \theta^{-1} \cdot \eta_h^{-1} \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot s \cdot y^3 = x. \quad (52)$$

Выражаем y через q_E [уравнения (31) и (22)], тогда

$$\frac{3}{4} \cdot \theta^{-1} \cdot \frac{3}{4} \cdot \eta_h^{-1} \cdot r \cdot \gamma^{-2} \cdot \lambda^{-3} \cdot q_E^{\frac{4}{3}} + \theta^{-1} \cdot s \cdot q_E = x, \quad (53)$$

или

$$q_E^{\frac{4}{3}} + \frac{s \cdot q_E}{B} = \frac{H \cdot \theta}{B}, \quad (54)$$

где $H = x$ — расчетная высота стенки в метрах.

Г. Графики для расчета конденсаторов.

Уравнения (42—43) позволяют найти коэффициент теплоперехода по заданной нагрузке, но нахождение производительности конденсатора по заданной разности температур с помощью уравнения (54) может быть выполнено лишь методом последовательных приближений, так как алгебраическое решение его относительно q_E слишком сложно. Зависимость между q_E и θ , однако, может быть выражена графически, что при надлежащем масштабе графика и отсутствии необходимости в интерполяции между кривыми обеспечивает точность, соответствующую обычным подсчетам с помощью линейки. В самом деле, уравнение типа

$$z^n + az = b \cdot u, \quad (55)$$

где оба параметра a и b переменны, может быть выражено одним семейством кривых (фиг. 131) при внесении b в масштаб абсциссы u ;

можно, однако, выразить эту зависимость одной кривой, что устраняет необходимость в интерполяции; для этого надо ввести в качестве ординаты

$$\bar{z} = \frac{z}{a^{\frac{1}{n-1}}}, \quad (56)$$

после подстановки

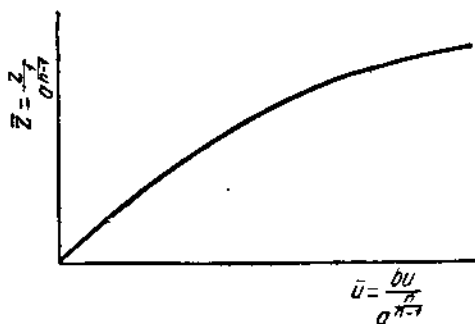
$$z = \bar{z} \cdot a^{\frac{1}{n-1}} \quad (56a)$$

в уравнение (55), последнее примет вид (фиг. 132):

$$\bar{z}^n + \bar{z} = \bar{u}, \quad (55a)$$

где

$$\bar{u} = \frac{b}{a^{\frac{n}{n-1}}} \cdot u. \quad (57)$$



Фиг. 132.

Зависимость между $\bar{z}$ и $\bar{u}$ по уравнению (55a) выражается одной кривой. Применяя эти преобразования к уравнению (54), получаем

$$\bar{Q}^{\frac{4}{3}} + \bar{Q} = \bar{X}, \quad (58)$$

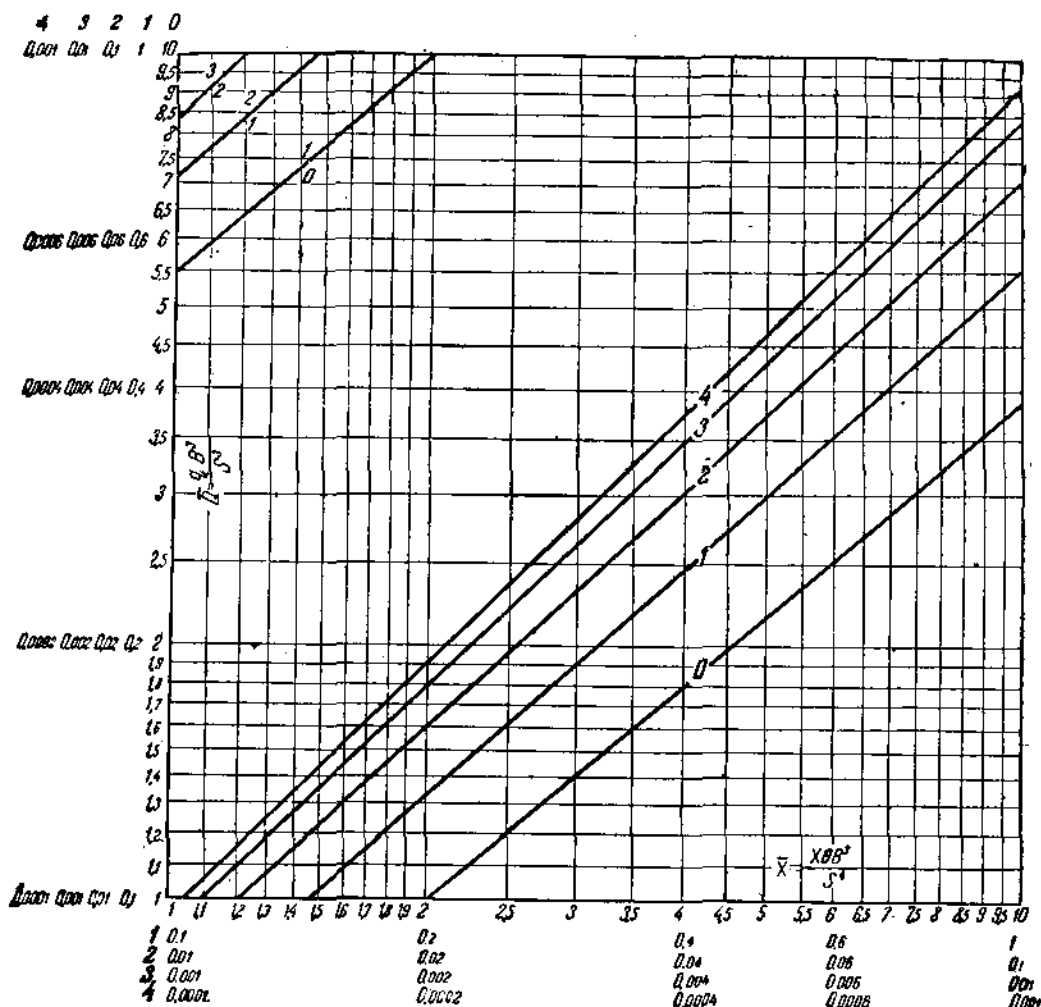
где

$$\bar{Q} = q_E \cdot \frac{B^3}{s^3}, \quad (59)$$

$$\bar{X} = x \cdot \frac{\theta \cdot B^3}{s^4}. \quad (60)$$

Соответствующий график (фиг. 133) дан в логарифмическом масштабе с наложением нескольких клеток одна на другую. Поясним пользование им примером.

Пример I. Определить теоретическую предельную нагрузку при чистой поверхности вертикального кожухо-трубчатого конденсатора (см. ниже § 2, „Г“, фиг. 156) при $H=6$ м, $\theta=5^\circ$ Ц при использовании его в качестве конденсатора SO_2 .



Фиг. 133.

Принимаем со стороны воды $\alpha_w = 2500$, толщину стенки 4 мм, коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 50$, тогда

$$s = \frac{1}{2500} + \frac{0,004}{50} = 0,00048 = 4,8 \cdot 10^{-4},$$

$$\bar{X} = \frac{6 \cdot 5 \cdot 13,57^3 \cdot 10^{-18}}{4,34 \cdot 10^{-18}} = 1,4.$$

На шкале 0 оси абсцисс (верхней) откладываем $\bar{X} = 1,4$ и на кривой 1/0 находим соответствующую ординату $\bar{Q}$, которую считываем по шкале 1 оси ординат

$$\bar{Q} = 0,735,$$

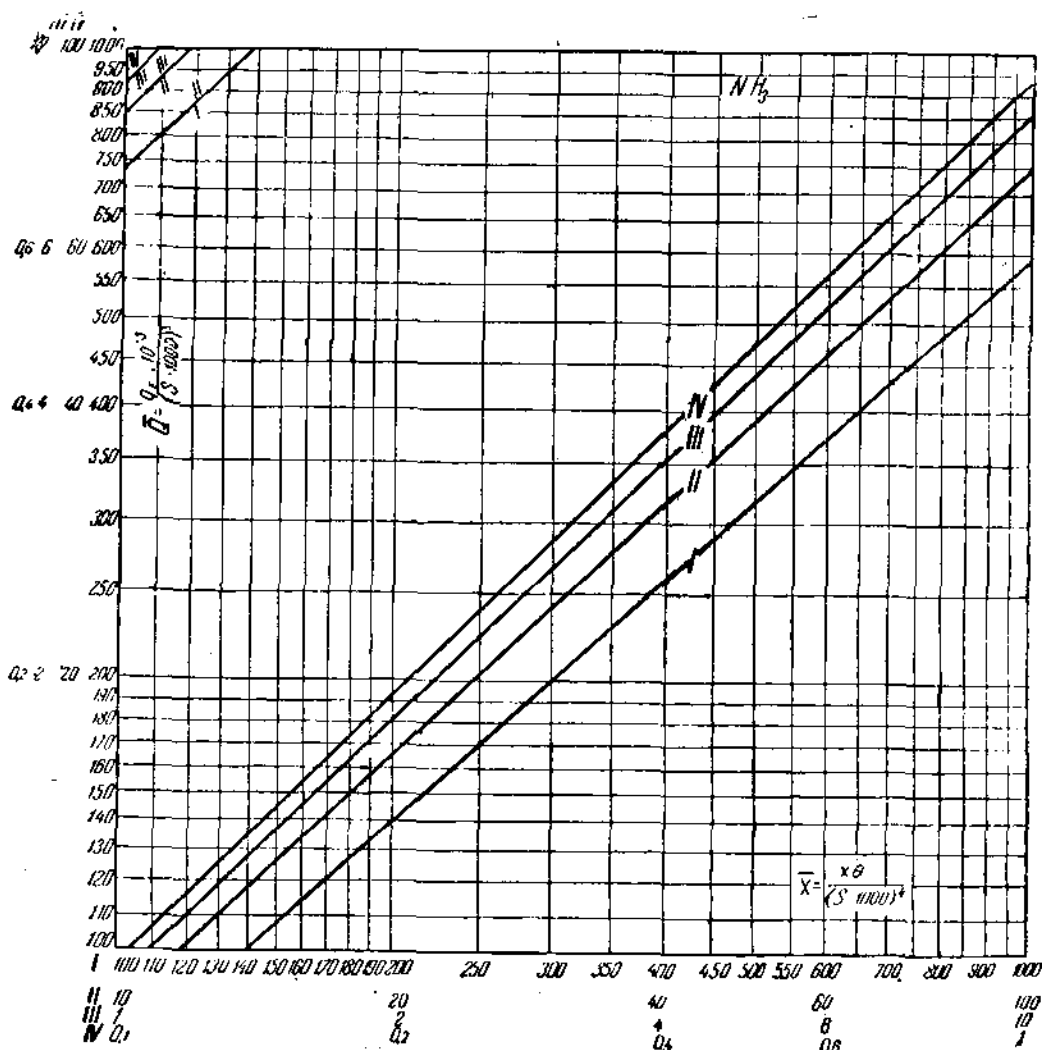
а следовательно,

$$q_E = 0,735 \frac{1,8^3 \cdot 10^{-12}}{13,57 \cdot 10^{-12}} = 32\,300 \text{ кал/м}^3 \text{ час.}$$

$$q_F = \frac{32\,300}{6} = 5\,400 \text{ кал/м}^3 \text{ час.}$$

$$k = \frac{5\,400}{5} = 1\,080 \text{ кал/м}^3 \text{ час}^\circ\text{Ц.}$$

$$\alpha_a'' = \frac{10^6}{13,57 \cdot \sqrt[3]{32\,300}} = 2\,310 \text{ кал/м}^3 \text{ час}^\circ\text{Ц.}$$



Фиг. 134.

Для аммиака в целях ускорения подсчетов для постоянного $B = 8,4476 \cdot 10^{-6}$ составлен график фиг. 134, с помощью которого мы сравним данные предыдущего примера с теоретической производительностью того же аппарата при его использовании по назначению — в аммиачной холодильной машине.

Пример 2. Найти при чистой поверхности ($s = 0,48 \cdot 10^{-3}$) теоретическую произ. о. дительность аммиачного вертикального кожухо-трубчатого конденсатора для $H = 6$ м и $\theta = 5^\circ \text{Ц}$:

$$\bar{X} = \frac{\bar{x} \cdot \theta}{(s + 1000)^2} = \frac{6 \cdot 5}{(0,48 + 1000)^2} = 565;$$

по кривой 1 — фиг. 134

$$\bar{Q} = 352$$

и

$$q_E = 352 \cdot \frac{0,48^3}{10^{-3}} = 38\,700 \text{ кал/м час}, \quad q_F = \frac{q_E}{H} = \frac{38\,700}{6} = 6\,450 \text{ кал/м}^2 \text{ час},$$

$$k = \frac{q_F}{\theta} = \frac{6\,450}{5} = 1\,290 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad a''_a = \frac{10^6}{8,4476 \cdot \sqrt[3]{38\,700}} = 3\,500 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Против данного в табл. 22 отношения значений $\frac{B_{\text{SO}_2}}{B_{\text{NH}_3}} = 0,62$ имеем уменьшение a''_a в отношении 0,66, а производительности лишь в отношении 0,83; это означает, что с точки зрения теории пленочной конденсации влияние коэффициентов η , λ , γ и r холодильного агента на общую теплопередачу даже в крайнем случае (чистая поверхность, высокий конденсатор) значительно меньше, чем иногда принимается; гораздо большее влияние могут иметь, как мы увидим это ниже, такие свойства холодильного агента, как способность смешиваться с маслом, выделять отложения и примеси инертных газов.

Отметим, что и влияние высоты H или разности температур θ (эти величины занимают одинаковое место во всех формулах настоящего раздела) на результирующее k с точки зрения пленочной конденсации невелико, в особенности при загрязнении.

Пример 3. Аммиачный конденсатор примера 2, $H = 6$, $\theta = 5^\circ$, но $s = 0,002$ (включая тепловые сопротивления загрязнений $\sum \frac{\delta}{\lambda} = 0,00152$).

$$\bar{X} = \frac{6 \cdot 5}{2^2} = 1,875. \text{ По кривой III находим } \bar{Q} = 1,715, \quad q_E = \frac{Q \cdot (s + 1000)^2}{10^{-3}} = 1,715 \cdot 2^2 \cdot 10^3 =$$

$$= 13\,720 \text{ кал/м час}, \quad q_F = \frac{q_E}{H} = \frac{13\,720}{6} = 2\,283 \text{ кал/м}^2 \text{ час}, \quad k = \frac{q_F}{\theta} = \frac{2\,283}{5} = 455 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц},$$

$$a''_a = 4\,950 \text{ (по фиг. 130)}.$$

Пример 4. Аммиачный конденсатор $H = 6$ м, $\theta = 10^\circ$, $s = 0,002$.

$$\bar{X} = \frac{x \cdot \theta}{(s + 1000)^2} = \frac{6 \cdot 10}{2^2} = 3,75. \text{ По кривой III } \bar{Q} = 3,32, \quad q_E = 3,32 \cdot 2^2 \cdot 10^3 = 26\,560 \text{ кал/м час},$$

$$q_F = \frac{26\,560}{6} = 4\,440 \text{ кал/м}^2 \text{ час}, \quad k = \frac{4\,440}{10} = 444 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad a''_a = 3\,950 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Как видно из сопоставления результатов примеров 3 и 4, при наличии загрязнений ($s = 0,002$) теплопереход со стороны конденсата мало влияет на общее значение k , изменение же a''_a обратно почти корню третьей степени общей разности температур θ (не θ_0).

Д. Формулы для расчета горизонтально-трубчатых конденсаторов.

Формулы (42—43) и (54), графики 130, 133, 134 могут применяться не только для вертикальных трубок, но и для горизонтальных труб и пучков труб, если принимать в них

$$q_E = H \cdot q_F, \quad (32)$$

причем

$$H = i \cdot \pi \cdot d, \quad (61)$$

где d — наружный диаметр трубы, а i — число труб, расположенных непосредственно одна под другой. Действительно, по Нуссельту для одной горизонтальной трубы мы имели

$$a''_{amp1} = 0,72505 \sqrt[4]{\eta_h^{-1} \cdot i^3 \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot \theta_0^{-1} \cdot d^{-1}}; \quad (37)$$

для второй трубы, расположенной непосредственно по первой, Нуссельт вывел:

$$a''_{amp2} = 0,49303 \sqrt[4]{r_h^{-1} \cdot i^3 \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot \theta_0^{-1} \cdot d^{-1}}. \quad (62)$$

В среднем же для этих двух труб находим:

$$\alpha''_{amp1-2} = 0,60905 \sqrt[4]{\eta_h^{-1} \cdot \lambda^3 \cdot r \cdot \gamma^2 \cdot \theta_0^{-1} \cdot d^{-1}} \quad (63)$$

и соответствующее отношение

$$\frac{\alpha''_{amp1}}{\alpha''_{amp1-2}} = 1,1905, \quad (64)$$

что с точностью до четвертого знака соответствует $\sqrt[4]{2} = 1,1895$; поэтому Меркель¹ и предложил считать

$$\frac{\alpha''_{amp1}}{\alpha''_{amp1-2}} = \sqrt[4]{2}. \quad (65)$$

Вместе с тем мы обратили внимание на то, что для вертикальной поверхности с высотой H и для горизонтальной трубы с $d = H$ формулы (35) и (37) дают соотношение:

$$\frac{\alpha''_{amp\text{ верт}}}{\alpha''_{amp1}} = \frac{0,94278}{0,72505} = 1,3003, \quad (66)$$

что с точностью до третьего знака соответствует $\sqrt[4]{\pi} = 1,3314$. Поэтому подстановка (61) в формулы Нуссельта (33) и (35) и в выведенные на их основе уравнения (42), (43) и (54) и соответствующие графики — законна; получаемая величина сопротивления теплоперехода — расчетно-максимальная, так как вероятность неламинарного стекания при капели с трубы на трубу особенно велика.

Пример 5. Определить расчетное тепловое сопротивление в зоне конденсации при $t = +20^\circ \text{C}$ для конденсатора CO_2 с наружным диаметром внутренней трубы $d = 60 \text{ мм}$, при нагрузке в этой зоне $q_F = 6000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$.
 $H = \pi \cdot d = 0,1883 \text{ м}$, $q_E = H \cdot q_F = 0,1883 \cdot 6000 = 1130 \text{ кал/м час}$,

$$\alpha''_a = \frac{10^8}{27,022 \cdot \sqrt[3]{1130}} = 3580 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}.$$

Пример 6. Определить предельную (теоретическую) величину производительности q_F элементного конденсатора (см. ниже § 2, В*, фиг. 146—154) завода „Компрессор“ с 7 трубками диаметром 34/42 мм при отсутствии загрязнений, $\theta = 7^\circ \text{C}$, средняя температура воды $+13^\circ \text{C}$, $t = +20^\circ \text{C}$, при скорости воды $w = 1,4 \text{ м/сек}$.
 По формуле (12) со стороны воды:

$$\alpha_w = 1750 (1 + 0,017 \cdot 13) \cdot \frac{1,4^{0,87}}{0,034^{0,13}} = 4450 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}.$$

Относя тепловое сопротивление к наружному диаметру трубы, находим

$$s = \frac{1}{4450} \cdot \frac{42}{34} + 0,042 \frac{\ln \frac{42}{34}}{2,50} = 0,277 \cdot 10^{-3} + 0,089 \cdot 10^{-3} = 0,366 \cdot 10^{-3}.$$

Ввиду того что часть трубок находится одна под другой, а часть — в промежутках между ними, принимаем округленно:

$$i = 1,5; \quad H = 1,5 \cdot \pi \cdot 0,042 = 0,1975 \text{ м}; \quad \bar{X} = \frac{x \cdot \theta}{(s \cdot 1000)^3} = \frac{0,1975 \cdot 7}{0,366^3} = 77 \text{ по кривой II, фиг. 134,}$$

$$Q = 58, \quad q_E = \bar{Q} \cdot (s \cdot 1000)^3 \cdot 10^3 = 58 \cdot 0,366^3 \cdot 10^3 = 2400 \text{ кал/м час}, \quad q_F = \frac{q_E}{0,1975} = 14400 \text{ кал/м}^2 \text{ час},$$

$$k = \frac{q_F}{\gamma} = 2030 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}.$$

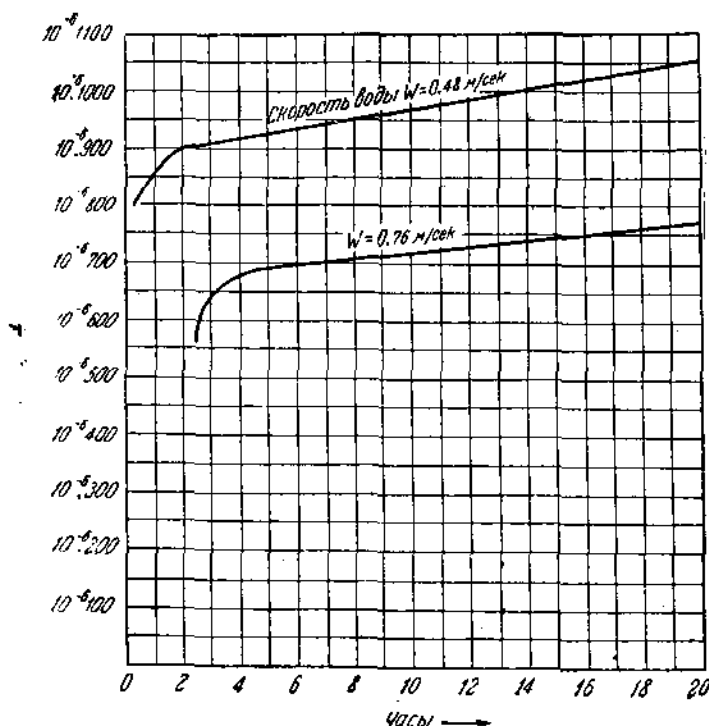
¹ Меркель Ф., Основы теплопередачи.

Относя же, как принято согласно гл. 7, § 2, q_F и k к водяной поверхности, получим

$$q_F = 14\,400 \cdot \frac{42}{34} = 17\,800 \text{ кал/м}^2 \text{ час},$$

$$k = 2\,060 \cdot \frac{42}{34} = 2\,540 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Такие значения, конечно, при испытаниях могут иметь место лишь при специальном, свободном от ржавчины и окалины материале труб и притом лишь в момент включения аппарата, так как уже в течение первых 2–4 часов осадки снижают этот коэффициент на десятки процентов (фиг. 135).



Фиг. 135. Ухудшение теплопередачи элементарного конденсатора от загрязнений (Кратц, Макинтайр, Гульд).

При малой величине H и соответственно q_F для горизонтальных трубчатых аппаратов, в особенности при обычных загрязнениях ($s = 0,366 \cdot 10^{-3} + 1,1 \cdot 10^{-3} \approx 1,5 \cdot 10^{-3}$), количество труб весьма мало влияет на коэффициент теплопередачи, так как сопротивление теплопереходу со стороны аммиака мало по сравнению с остальными сопротивлениями.

Пример 7. Условия примера 6, но $s = 1,5 \cdot 10^{-3}$ (включая тепловые сопротивления загрязнений $\sum \frac{\delta}{\lambda} = 0,00113$).

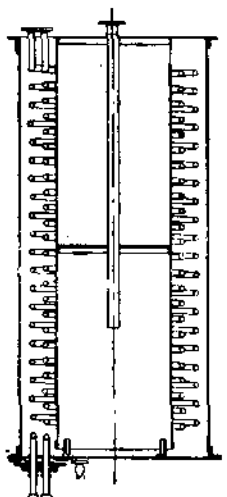
$\bar{X} = \frac{0,1975 \cdot 7}{1,5^4} = 0,273$; по кривой IV фиг. 134 находим $\bar{Q} = 0,26$, соответственно $q_F = 0,26 \cdot 1,5 \cdot 10^3 = 808 \text{ кал/м час}$, $q_F = \frac{880}{0,1975} = 4\,450 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$, $k = 635 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$.

Относя к водяной поверхности, получаем $q_F = 5\,500 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$ и $k = 788 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$.

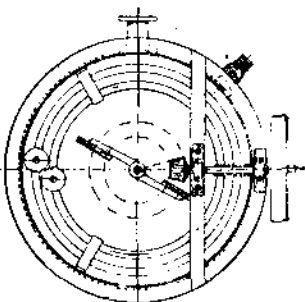
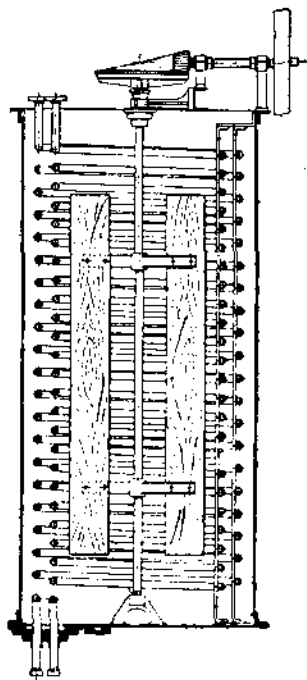
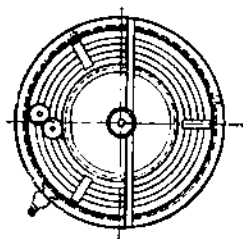
Пример 8. Те же условия ($s = 1,5 \cdot 10^{-3}$ трубы диаметров 34/42 мм, $\theta = 7^\circ \text{ Ц}$), но конструкция с 31 трубкой в барабане (см. ниже § 2, „Г“). По чертежу устанавливаем, что в среднем $i = 3$ (три ряда труб по вертикали), $H = 0,3955$, $\bar{X} = 0,547$, $\bar{Q} = 0,513$, $q_F = \bar{Q} \cdot (s \cdot 1\,000) \cdot 10^3 = 0,513 \cdot 1,5 \cdot 10^3 = 1\,735 \text{ кал/м час}$, $q_F = 4\,400 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$, $k = 630 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$.

Относя к водяной поверхности, имеем: $q_F = 5\,430 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$ и $k = 776 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$. Уменьшение против предыдущего примера составляет менее 1,5%.

Из вышеприведенных примеров мы делаем следующий вывод. В то время как в промышленных теплопередающих аппаратах, в которых имеет место конденсация водяного пара (конденсаторы паровых турбин, выпариватели в химической аппаратуре) при больших температурных перепадах и удельных нагрузках поверхности, сопротивление теплоперехода со стороны пленки конденсата составляет большую часть общего теплового сопротивления, в конденсаторах холодильных машин благодаря малым перепадам температур и удельным нагрузкам влияние пленки теоретически невелико, и причины преимуществ тех или иных аппаратов, а также причины изменения коэффициентов теплопередачи с изменением нагрузки лежат в другом, например, в изменении условий теплоперехода со стороны воды, изменении слоя масляных загрязнений, выбития из строя части поверхности, ненормальном распределении температур и т. п. Существующий экспериментальный материал недостаточен для полного анализа всех названных факторов; некоторые руководящие вехи, однако, уже сейчас могут быть поставлены, главным образом, на основе опытов, произведенных в Иллинойском университете (Макинтайр и его школа), и учитываются нами в дальнейшем при рассмотрении отдельных типов конденсаторов.



Фиг. 136. Погружной конденсатор со вставным цилиндром.



Фиг. 137. Погружной конденсатор с мешалкой.

§ 2. Типы конденсаторов.

Конденсаторы холодильных машин могут быть разделены на две основные группы:

1. Конденсаторы, работающие без экономии воды (отдача тепла только охлаждающей воде).
2. Конденсаторы, работающие с экономией воды (оросительные конденсаторы).

Выбор между ними в каждом отдельном случае зависит от местных условий, в первую очередь от количества, температуры и качества охлаждающей воды, а выбор типа в пределах группы также от размеров установки.

Конденсаторы, отдающие все тепло охлаждающей воде, имеющейся в достаточном количестве, выполняются нижеследующих типов: погружные цилиндрические, противоточные из двойных труб, элементные одно- и многоходовые, кожухотрубчатые вертикальные и горизонтальные.

Конденсаторы оросительные, отдающие тепло частью охлаждающей воде, частью окружающему воздуху, выполняются: горизонтально-оросительные с верхним вводом газообразного агента и нижним отводом жидкости,

горизонтально-оросительные с нижним подводом газообразного агента и с верхним и промежуточным отводом жидкости, горизонтально-оросительные типа Блока, вертикально-оросительные с нижним подводом газообразного агента и нижним отводом жидкости.

А. Конденсаторы погружные со спиральными змеевиками.

Тип погружного конденсатора со спиральными змеевиками, относящийся, как и тип погружного испарителя, к начальному периоду развития холодильного машиностроения, в настоящее время является совершенно устаревшим и заменяется конденсаторами интенсивного действия не только в установках большой и средней мощности, но и в установках малой мощности. Условия теплопередачи в погружных конденсаторах крайне неблагоприятны как со стороны охлаждающей воды, протекающей с незначительной скоростью, так и со стороны холодильного агента из-за несовершенных условий отвода сконденсировавшегося холодильного агента из длинных спиральных змеевиков. Коэффициенты теплопередачи в них очень малы и в среднем составляли:

В процессе конденсации $k'' = 150 - 250 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$,

При переохлаждении $k' = 90 - 120 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$. С 1 м^2 охлаждающей поверхности в них снимается $1250 - 1500 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$.

Конструкция погружного конденсатора со вставным цилиндром видна на фиг. 136, а с мешалкой — на фиг. 137.

Б. Конденсаторы противоточные из двойных труб.

Противоточные конденсаторы из двойных труб пришли на смену устаревшим малоэффективным погружным конденсаторам со спиральными змеевиками. Конденсаторы этого типа выполняются всеми американскими и европейскими заводами и в СССР заводом „Компрессор“. Американские конструкции (фиг. 138) обычно имеют внутренний диаметр труб для воды 2 дюйма, для аммиака — 3 дюйма, длина труб 4—5 м; соединения труб как водяных, так и аммиачных, как правило, на фитингах (фиг. 139).

Таблица 23.

Противоточные конденсаторы из двойных труб (американские) (фиг. 138).

№ по пор.	Число труб	Поверхность м^2	Нагрузка кал/час	Расход воды л/час	Подогрев воды $^\circ\text{Ц}$	Расход воды на 1000 кал/час	Потери напора м	Скорость воды м/сек	Вес конденса- тора в кг	
									Общий	На 100 кал
1	6	3,68	21 900	4 086	5,3	187	2,75	1,4	448	20,3
			32 800	6 080	5,4	186	6,7	2,1	441	13,7
			40 000	9 550	4,2	239	13,1	3,3	448	11,2
2	8	4,91	31 000	4 086	7,6	132	3,4	1,4	585	17,8
			43 700	6 080	7,2	139	9,2	2,1	585	2,6
			51 000	9 550	5,3	187	17,7	3,3	585	10,8
3	10	6,13	32 800	4 086	8,0	125	4,3	1,4	685	22,6
			47 300	6 080	7,8	129	11,6	2,1	685	15,6
			58 300	9 550	6,1	164	22,3	3,3	685	12,7
4	12	7,36	32 800	4 086	8,0	125	5,2	1,4	885	27,0
			54 700	6 080	9,0	112	13,75	2,1	885	16,2
			65 600	9 550	6,9	146	26,9	3,3	885	13,5

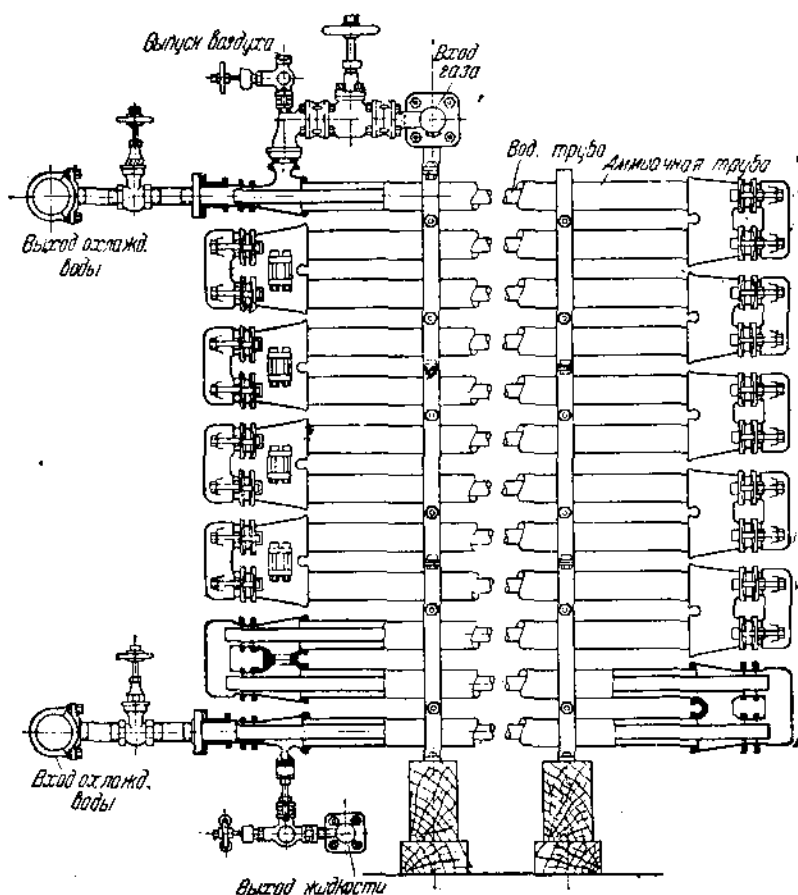
Таблица 24.

Противоточные конденсаторы из двойных труб завода „Компрессор“ (фиг. 140).

№ по пор.	Число труб	Поверхность м ²	Нагрузка ккал/час	Расход воды л/час	Подогрев воды °С	Расход воды на 1 000 ккал л/час	Скорость воды м/сек	Вес конденсатора кг	
								Общий	На 1 000 ккал
1	12	6,2	24 800	4 170	6	168	1,27	677	27,2
2	14	7,3	29 200	4 170	7	143	1,27	814	27,9
3	16	8,4	33 600	4 800	7	143	1,47	891	26,5
4	18	9,4	37 600	5 330	7	143	1,63	1 000	26,6
5	2×11	12,2	48 800	8 200	6	168	1,26	1 366	27,9
6	2×13	14,3	57 200	8 200	7	143	1,26	1 560	27,3
7	2×15	16,4	65 600	9 370	7	143	1,44	1 740	26,5
8	2×17	18,5	74 000	10 570	7	143	1,62	2 100	28,4

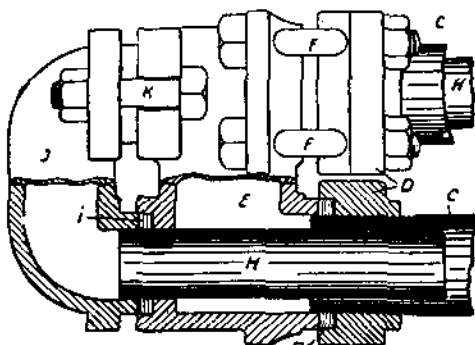
Примечание. Трубы для воды диаметром 31/38 мм, трубы для аммиака 51,5/57, длина труб — 5 м.

В европейских конструкциях (фиг. 140) наружные трубы для аммиака имеют обычно условный диаметр прохода 50 мм, внутренние для воды — 32 мм; трубы для воды соединяются в них на калачах, трубы для аммиака —

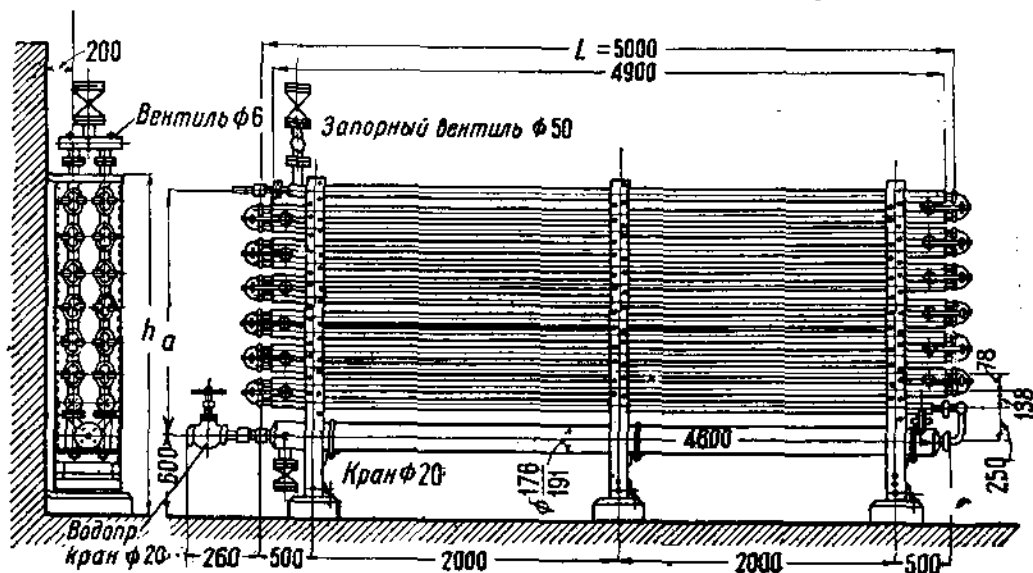


Фиг. 138. Противоточный конденсатор из двойных труб (американский тип).

путем сварки. Газообразный аммиак поступает в кольцевое пространство между трубами сверху, сконденсированный аммиак отводится снизу. Конденсаторы эти необходимо снабжать ресиверами жидкого аммиака, обеспечивающими отвод жидкости из трубчатых систем и аккумулирующими запас жидкого аммиака в системе ввиду незначительной емкости самого конденсатора. Емкость ресивера составляет обычно от $\frac{1}{3}$ до $\frac{1}{2}$ -часового количества циркулирующего в системе аммиака G_a кг/час. В новейших конструкциях трубы укрепляются на стойках с небольшим наклоном в направлении движения аммиака в целях обеспечения скорейшего стока образующегося конденсата; масло собирается в особом сборнике, расположенном под ресивером. Промежуточный отвод жидкого аммиака по мере его образования в этих конденсаторах распространения еще не получил и, повидимому, благодаря этому обстоятельству нижние ряды труб работают, как показали опыты Макинтайра в Иллинойском университете, со значительно пониженным коэффициентом теплопередачи (фиг. 145). Благодаря большому скоростям протока охлаждающей воды во внутренних трубах (1,25—2,0 м/сек) с 1 м² удается снимать 4 000—5 500 кал/м² час. Большая эффективность использования охлаждающей поверхности, компактность, простота конструкции, возможность благодаря закрытому типу удобного последующего использования охлаждающей воды обеспечили этим конденсаторам широчайшее распространение в машинах малой и средней мощно-



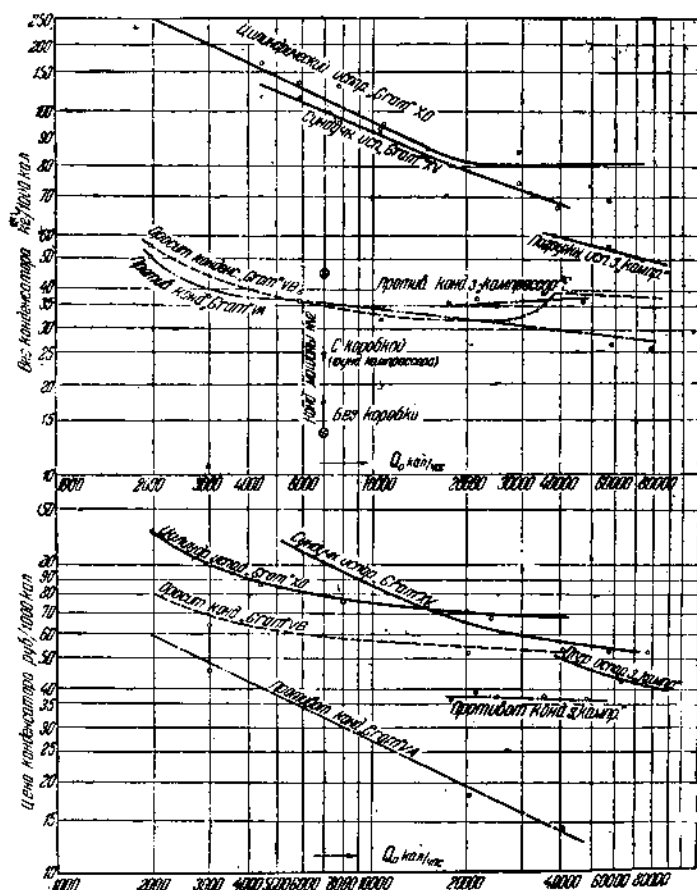
Фиг. 139. Противоточный конденсатор из двойных труб. Соединения аммиачных и водяных труб на флангах.



Фиг. 140. Противоточный конденсатор из двойных труб (европейский тип).

сти. Нижней границей выгодного применения противоточных конденсаторов из двойных труб является область малых машин (производительностью от 2000 кал/час и выше), верхней границей — нагрузка до 70 000 кал/час. Распространено мнение, что обычные погружные конденсаторы могут быть

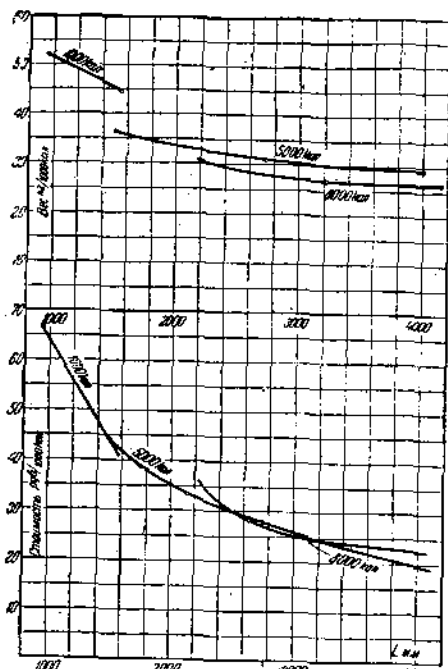
еще выгодными для малых машин, где стоимость металла отходит на задний план перед стоимостью изготовления и где вес арматуры, фасонных частей или корпуса в аппарате интенсивного действия может превысить экономию в трубах. Неправильность этого предположения доказывается графиком фиг. 141, построенным на основе данных норвежского завода Грам, в основном подтверждаемых данными завода „Компрессор“. На этом графике нанесен условно вес горизонтального кожухо-трубчатого конденсатора (см. ниже п. „Г“) машины NV-2, строившейся временно заводом



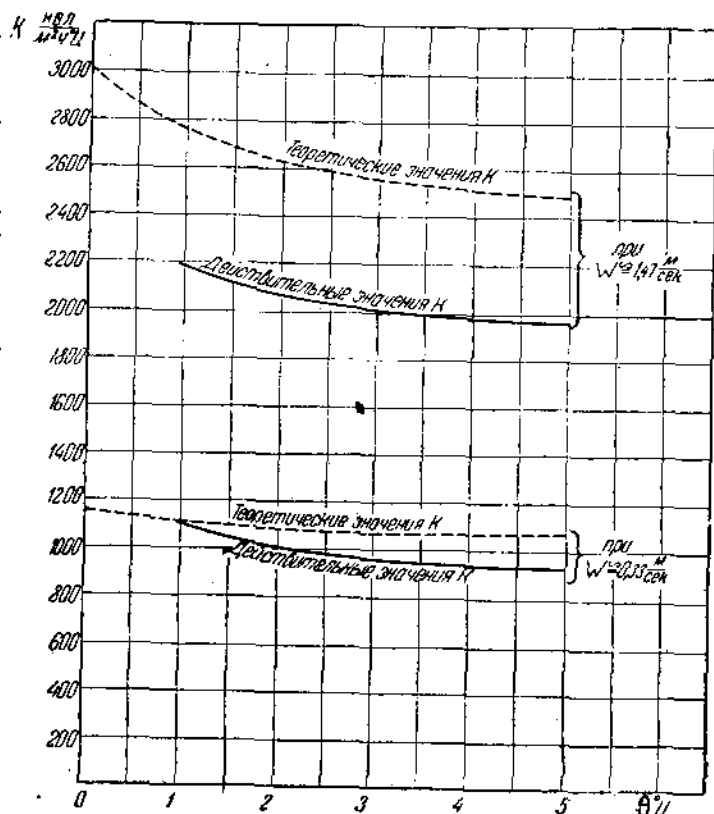
Фиг. 141. Сопоставление весов и цен конденсаторов малых машин.

„Компрессор“, в одном случае преувеличенный, взятый вместе с весом коробки, служащей одновременно фундаментом компрессора, в другом случае — без коробки. Следует отметить значительное возрастание веса (и еще больше цены) противоточных двухтрубных конденсаторов при сокращении длины труб из-за увеличения при этом количества арматуры и фасонных частей (фиг. 142); между тем, конденсатор малой машины должен быть достаточно коротким, чтобы помещаться на ее фундаменте, либо в крайнем случае рядом с ней на отведенном для этой цели участке стены тесных подсобных помещений мелких предприятий. Последнее обстоятельство является причиной того, что в машинах очень малой мощности отдается предпочтение кожухо-трубчатому конденсатору перед двухтрубным. В отношении водяной части конденсаторы малых машин конструируются обычно из расчета подогрева воды примерно на 10°C , так как обычно

приходится применять для них дорогую городскую водопроводную воду. Скорости потока воды должны быть при этом невелики, порядка 0,5 м/сек, чтобы гидравлические сопротивления могли преодолеваться без особого насоса даже при значительном понижении напора в водопроводе; последнее, впрочем, достигается само собой даже при малых диаметрах труб, которые приходится применять в конденсаторах малых производительностей во избежание чрезмерного ухудшения коэффициентов теплопередачи k при низких скоростях потока воды. Двухтрубный противоточный конденсатор в этих условиях имеет то преимущество, что он хорошо использует существующий перепад температур. Так как температура конденсации превышает температуру отходящей воды, в нем имеет место большая разность температур между приходящей водой и конденсатом, что обеспечивает переохлаждение последнего. Последнее обстоятельство, однако, не является основным, и для малых машин кожухотрубчатый или кожухозмеевичный конденсатор (см. ниже п. „Г“) имеет ряд преимуществ. В опытах, произведенных Стюартом и Голландом (САСШ) с двухтрубным противоточным конденсатором, коэффициент теплопередачи получен весьма высоким, близким к теоретическому (фиг. 143). Помимо отсутствия загрязнений, необходимым условием таких высоких коэффициентов является совершенно свободный сток конденсата, так как в противном случае жидкость, заливая нижнюю часть кольцевого пространства (фиг. 144), выводит из строя известную долю поверхности. Поверхность, погруженная в жидкость, не может рассматриваться как теплопередающая,

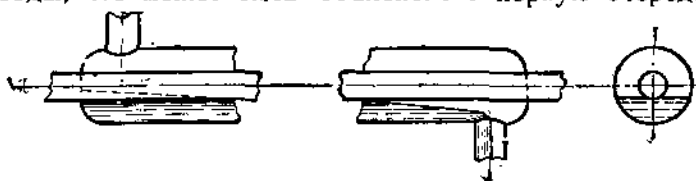


Фиг. 142. Веса и цены противоточных конденсаторов завода Херинг.



Фиг. 143. Значения коэффициентов теплопередачи в двухтрубном противоточном конденсаторе по опытам Стюарта и Голланда.

потому что теплота переохлаждения Q_u составляет 2—3% от теплоты конденсации Q , почему имеющееся в залитых трубках переохлаждение и в малой мере не компенсирует долю их выключения из области конденсации. Макинтайр в своих опытах получил значительно более низкие значения k при тех же скоростях воды, что может быть объяснено в первую очередь заливанием



Фиг. 144.

трубок. Действительно, замеряя конденсацию аммиака в группах труб, Макинтайр нашел для верхних двух труб высокое значение коэффициента теплопередачи $k = 2750 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$, близкое к теоретическому; для нижних же рядов труб он нашел несравненно меньшие значения k 1200 кал/м² час °Ц (фиг. 145). Разность температур θ , составляющая в первом случае около 0,5°, а во втором — около 3° Ц, не может сама по себе, как это видно из выше-

приведенных расчетов и примеров, влиять в такой степени, как это вытекало бы из фиг. 145; причиной является, очевидно, заливание труб жидкостью.

Для противоточного конденсатора из труб диаметром 1½ и 2 дюйма заводом Стери принимается практическое значение коэффициента теплопередачи $k = 1000 \sqrt{w}$, где w — скорость воды в трубах (м/сек). В табл. 23 и 24 приведены данные фирм о выполняемых ими типах и размерах противоточных конденсаторов из двойных труб.

Пример. Определить размеры аммиачного противоточного конденсатора из двойных труб для нагрузки $Q = 100\,000 \text{ кал/час}$ при „нормальных“ условиях работы машины и температуре охлаждающей воды +13° Ц.

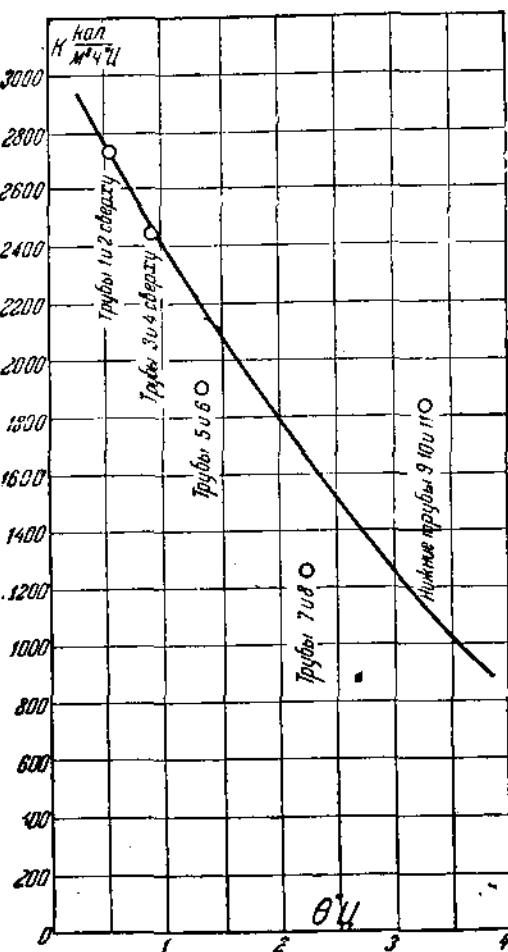
Принимаем повышение температуры воды в конденсаторе на 7° Ц ($t_{w_2} = t_{w_1} + 7^\circ = 13^\circ + 7^\circ = 20^\circ \text{ Ц}$), температуру конденсации $t = t_{w_1} + 5^\circ = 20^\circ + 5^\circ = 25^\circ \text{ Ц}$ и температуру переохлаждения $t_u = t_{w_1} + 2^\circ = 13^\circ + 2^\circ = 15^\circ \text{ Ц}$. Тогда

а) теплоотдача при переохлаждении:

$$Q' = Q \cdot \frac{q_u}{q} = Q \cdot \frac{t' - t'_u}{t_2 - t_u} = 100\,000 \cdot \frac{11,4}{323,3} = 3\,500 \text{ кал/час;}$$

б) теплоотдача при конденсации:

$$Q'' = Q \cdot \frac{r}{q} = Q \cdot \frac{t'' - t''_u}{t_2 - t_u} = 100\,000 \cdot \frac{278,7}{323,3} = 86\,250 \text{ кал/час;}$$



Фиг. 145. Значения коэффициентов теплопередачи для отдельных рядов труб двухтрубного противоточного конденсатора по Макинтайру.

в) теплоотдача при сбросе перегрева:

$$Q'' = Q \cdot \frac{t_2' - t_2''}{t_2' - t_2} = 100\,000 \cdot \frac{33,2}{323,3} = 10\,250 \text{ ккал/час.}$$

Принимаем конденсатор (табл. 24) состоящим из четырех секций по 11 труб в каждой секции; внутренние трубы для воды диаметром 31/38 мм, наружные трубы для аммиака диаметром 51/57 мм. Расход охлаждающей воды [уравнение (3)]:

$$G_W = \frac{Q}{t_{W2} - t_{W1}} = \frac{100\,000}{7} = 14\,300 \text{ кг/час.}$$

При площади прохода для воды

$$f_W = 4 \cdot \frac{\pi \cdot 0,031^2}{4} = 0,003020 \text{ м}^2,$$

имеем скорость потока

$$W = \frac{G_W}{3\,600} = \frac{14,3}{3\,600 \cdot 0,00302} = 1,3 \text{ м/сек.}$$

При площади прохода для аммиака в кольцевом сечении

$$f_a = 4 \cdot \pi \cdot \frac{(0,051^2 - 0,038^2)}{4} = 0,003635 \text{ м}^2$$

и количестве циркулирующего аммиака

$$G_a = \frac{Q}{t_2 - t_1} = \frac{100\,000}{323,3} = 310 \text{ кг/час}$$

имеем:

а) средняя скорость жидкого аммиака w' при удельном объеме жидкости (при $+20^\circ \text{Ц}$): $v' = 0,00164 \text{ м}^3/\text{кг}$:

$$w' = \frac{G_a \cdot v'}{3\,600 \cdot f_a} = \frac{310 \cdot 0,00164}{3\,600 \cdot 0,003635} = 0,039 \text{ м/сек.}$$

б) скорость перегретого пара w'' при входе в конденсатор при удельном объеме $v_2 = 0,16 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$w'' = \frac{G_a \cdot v_2}{3\,600 \cdot f_a} = \frac{310 \cdot 0,16}{3\,600 \cdot 0,003635} = 3,8 \text{ м/сек.}$$

При начальной температуре охлаждающей воды $t_{W1} = 13^\circ \text{Ц}$ имеем температуру воды после переохлаждения:

$$t_W' = t_{W1} + \frac{Q'}{G_W} = 13,0 + \frac{3\,500}{14\,300} = 13,25^\circ \text{Ц.}$$

Температура воды после отнятия скрытой теплоты конденсации аммиака составит:

$$t_W'' = t_W' + \frac{Q''}{G_W} = 13,25 + \frac{86\,250}{14\,300} = 19,3^\circ \text{Ц.}$$

а температура воды после отнятия теплоты перегрева:

$$t_W''' = t_{W1} = t_W'' + \frac{Q'''}{G_W} = 19,3 + \frac{10\,250}{14\,300} = 20^\circ \text{Ц.}$$

Поскольку температура воды в зоне отнятия перегрева ниже температуры насыщения, соответствующей давлению в конденсаторе, разбивка теплоотдачи на зоны насыщенного Q'' и перегретого пара Q''' отпадает.

Средняя разность температур аммиака и охлаждающей воды по отдельным зонам теплоотдачи составляет [уравнение (40) гл. VII]:

а) при переохлаждении:

$$\vartheta' = \frac{\theta_1 - \theta_2}{2,3 \cdot \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \frac{(25,0 - 13,25) - (15,0 - 13,0)}{2,3 \cdot \lg \frac{25,0 - 13,25}{15,0 - 13,0}} = 5,5^\circ \text{Ц.}$$

б) при конденсации:

$$\vartheta'' = \frac{(25,0 - 13,25) - (25,0 - 20)}{2,3 \cdot \lg \frac{25,0 - 13,25}{25,0 - 20}} = 8,0^\circ \text{Ц.}$$

При чистой охлаждающей поверхности имеем следующие значения коэффициентов теплоперехода со стороны воды:

а) в зоне переохлаждения при средней температуре охлаждающей воды 1°Ц по уравнению (12):

$$\alpha_w = 1750 \cdot (1 + 0,017 \cdot t) \cdot \frac{w^{0,87}}{d^{0,13}} = 1750 (1 + 0,017 \cdot 13) \cdot \frac{13^{0,87}}{0,031^{0,13}} =$$

$$= 2140 \cdot \frac{1,256}{0,636} = 4200 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц};$$

б) в зонах конденсации и сбива перегрева при средней температуре охлаждающей воды $16,5^\circ \text{Ц}$

$$\alpha_w = 1750 \cdot (1 + 0,017 \cdot 16,5) \cdot \frac{1,256}{0,636} = 2230 \cdot \frac{1,256}{0,636} = 4400 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц}.$$

Для аммиака, движущегося в кольцевом сечении между трубами диаметром 57,51 и 38,31 мм, имеем гидравлический диаметр сечения по уравнению (42), гл. VII:

$$d_k = \frac{D^2 - d^2}{d} = \frac{0,051^2 - 0,038^2}{0,038} = \frac{0,051^2 - 0,038^2}{0,038} = 0,032 \text{ м}.$$

Со стороны аммиака при чистой поверхности имеем следующие значения коэффициентов теплоперехода:

а) для жидкого аммиака по уравнению (50), гл. VII:

$$\alpha_{\text{NH}_3} = 1,33 \cdot 1750 (1 + 0,017 \cdot t) \cdot \frac{w^{0,87}}{d^{0,13}} =$$

$$= 1,33 \cdot 1750 \cdot (1 + 0,017 \cdot 20) \cdot \frac{0,039^{0,87}}{0,032^{0,13}} = 1,33 \cdot 2350 \cdot \frac{0,0595}{0,639} = 292 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц};$$

б) для конденсирующихся паров аммиака:

примем по уравнению (61) $H = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,038 = 0,1193 \text{ м}$; отнеся тепловое сопротивление к наружному диаметру трубы, имеем по уравнению (47):

$$s = \frac{1}{4400} \cdot \frac{38}{31} + 0,038 \cdot \frac{\ln \frac{38}{31}}{2 \cdot 50} = 0,278 \cdot 10^{-3} + 0,076 \cdot 10^{-3} = 0,354 \cdot 10^{-3}.$$

Для аммиака по графику фиг. 134:

$$\bar{X} = \frac{x \cdot q''}{(s \cdot 1000)^4} = \frac{0,1193 \cdot 8,0}{(0,354)^4} = 61,0.$$

по кривой II $\bar{Q} = 46,5$, $q_E = \bar{Q} \cdot (s \cdot 1000)^3 \cdot 10^3 = 46,5 \cdot 0,354^3 \cdot 10^3 = 2060 \text{ кал/м час}$,

$$q_F'' = \frac{q_E}{H} = \frac{2060}{0,1193} = 17300 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$$

$$k'' = \frac{q_F''}{q''} = \frac{17300}{8,0} = 2160 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц}$$

или

$$\alpha_{\text{NH}_3}'' = \frac{10^6}{8,4476 \cdot q_E^{\frac{1}{3}}} = 9300 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц}$$

(по уравнению (42) или графику фиг. 130).

Отнеся, как принято практически, q_F'' и k'' к поверхности со стороны воды, получим:

$$q_F'' = 17300 \cdot \frac{38}{31} = 21200 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$$

или

$$k'' = 2160 \cdot \frac{38}{31} = 2640 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц}.$$

В результате имеем следующие значения коэффициентов теплопередачи для чистой поверхности, отнесенные к внутренней поверхности, омываемой водой:

а) для жидкого аммиака:

$$\frac{1}{k'} = \frac{1}{\alpha_W} + \frac{1}{2\lambda_1} \cdot d_1 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{NH_3}} \cdot \frac{d_1}{d_2} = \frac{1}{4200} + \frac{1}{2 \cdot 50} + 0,031 \ln \frac{38}{31} + \frac{1}{292} \cdot \frac{31}{38} = 0,00366$$

$$k' = 270 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц};$$

б) для конденсирующихся паров аммиака (см. выше):

$$k'' = 2640 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Таким образом необходимая охлаждающаяся поверхность конденсатора составит:

а) для переохлаждения:

$$F' = \frac{Q'}{k' \cdot \theta'} = \frac{3500}{270 \cdot 5,5} = 2,36 \text{ м}^2;$$

б) для конденсации и сбива перегрева при одинаковом значении:

$$q_F'' \text{ кал/м}^2 \text{ час} = k'' \cdot \theta'' = 21200 \text{ кал/м}^2 \text{ час};$$

$$F'' + F''' = \frac{Q'' + Q'''}{q_F} = \frac{86250 + 10250}{21200} = \frac{96500}{21200} = 4,54 \text{ м}^2.$$

Вся охлаждающая поверхность конденсатора составляет таким образом $F \approx F' + F'' + F''' \approx \approx 6,9 \text{ м}^2$, что соответствует общей удельной нагрузке $q_F = 14500 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$ при совершенно чистой поверхности.

Принимая во внимание неизбежное оседание на стенках труб масла и водяного камня и оценивая толщину масляного слоя $\delta_1 = 0,1 \text{ мм}$ и водяного камня $\delta_2 = 0,2 \text{ мм}$, имеем дополнительные тепловые сопл. отивления

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,0001}{0,1} = 0,001$$

$$\frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,0002}{2} = 0,0001$$

и соответственно пониженные значения коэффициентов теплопередачи:

$$k' = \frac{1}{0,00366 + 0,0011} = 210 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц},$$

$$k'' = \frac{1}{\frac{1}{2640} + 0,0011} = 675 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

При этих пониженных значениях коэффициентов теплопередачи имеем:

а) для переохлаждения:

$$F' = \frac{3500}{210 \cdot 5,5} = 3,1 \text{ м}^2;$$

б) для конденсации и сбива перегрева при одинаковом значении $q_F'' \text{ кал/м}^2 \text{ час} = k'' \cdot \theta'' = 675 \cdot 8,0 = 5400 \text{ кал/м}^2 \text{ час};$

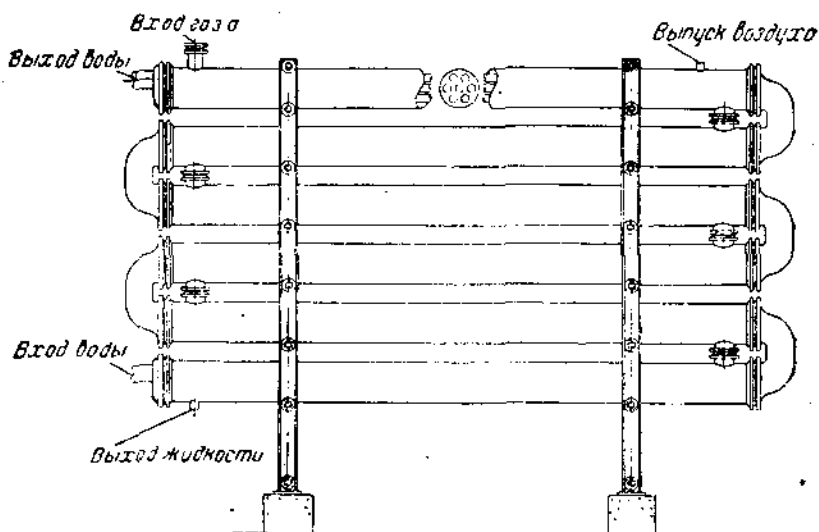
$$F'' + F''' = \frac{Q'' + Q'''}{q_F} = \frac{96500}{5400} = 17,8 \text{ м}^2.$$

Вся охлаждающаяся поверхность конденсатора составляет, таким образом, $F' + F'' + F''' = 20,9 \text{ м}^2$, что соответствует общей удельной нагрузке

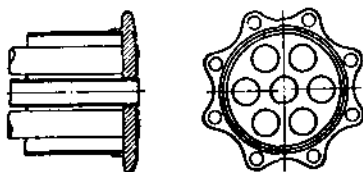
$$q_F = \frac{100000}{20,9} \approx 4800 \text{ кал/м}^2 \text{ час}.$$

В. Элементные (многотрубные) конденсаторы.

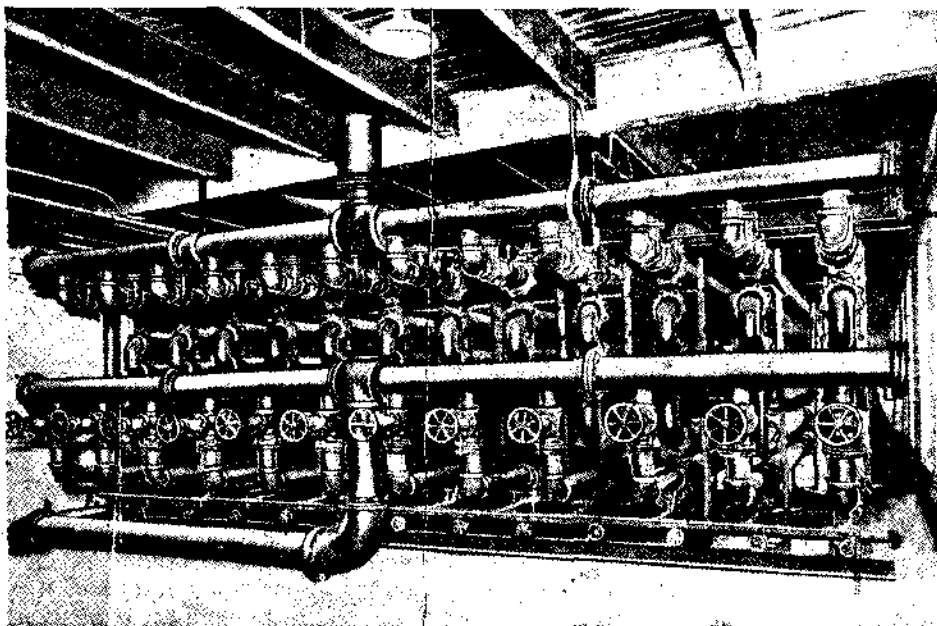
Элементный конденсатор по принципу работы не отличается от противоточного конденсатора из двойных труб и представляет собой дальнейшее конструктивное развитие последнего применительно к установкам средней и большой мощности. Элементы конденсатора представляют собой цилиндрический кожух с внутренними трубами для циркуляции охлаждающей воды; аммиак конденсируется в межтрубном пространстве. Элементы конденсатора выполняются однопроходными и многопроходными. В конден-



Фиг. 146. Элементный конденсатор (однопроходный) завода Фогт.

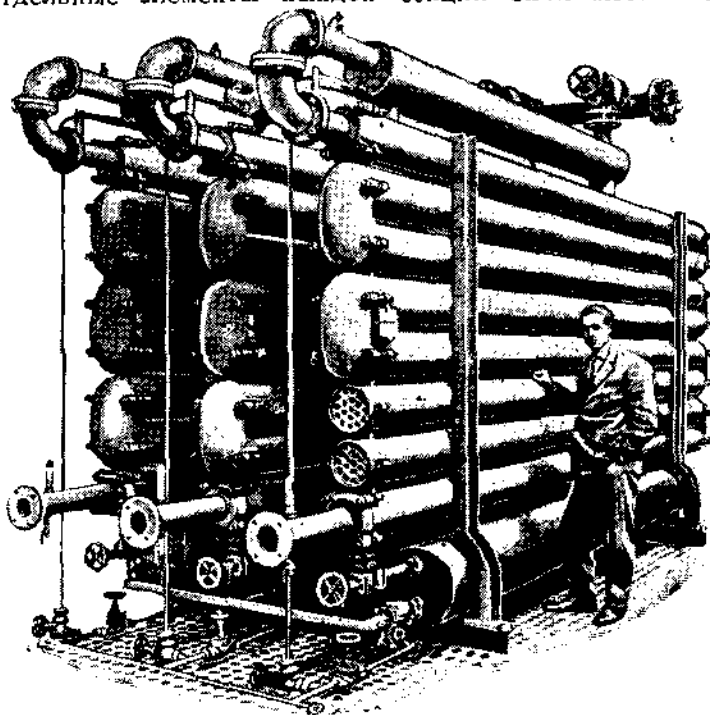


Фиг. 147. Крышка однопроходного элемента.



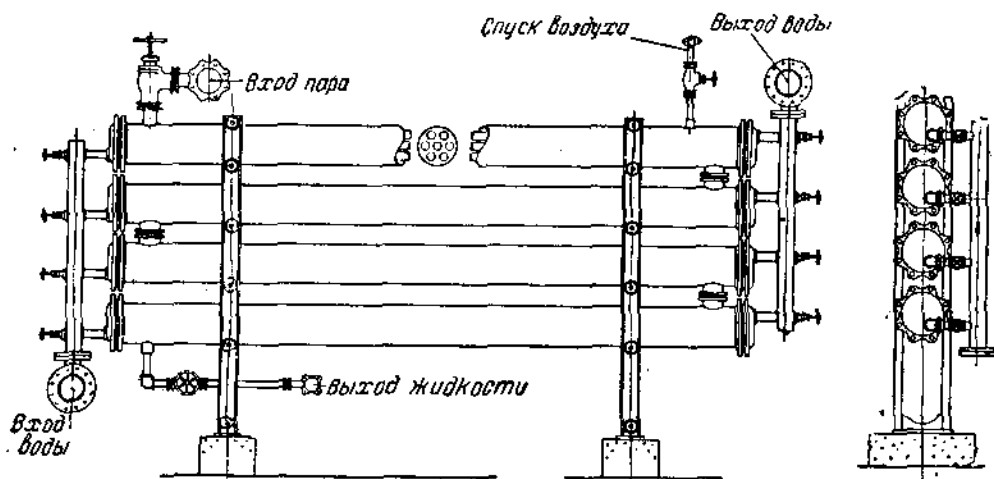
Фиг. 148. Многосекционный элементный конденсатор (однопроходный) завода Фогт.

саторах, составленных из однопроводных элементов (фиг. 146), охлаждающая вода проходит в каждом элементе через все внутренние трубы параллельно, а отдельные элементы каждой секции включаются между собой



Фиг. 149. Однопроводный 19-трубный элементный конденсатор завода Вест.

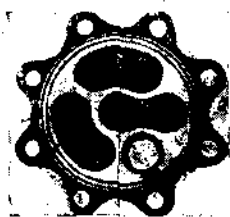
последовательно. Перегретые пары аммиака поступают в конденсатор сверху, а сконденсированный аммиак отводится снизу, осуществляя в своем проходе через конденсатор противоток с охлаждающей водой. В конденса-



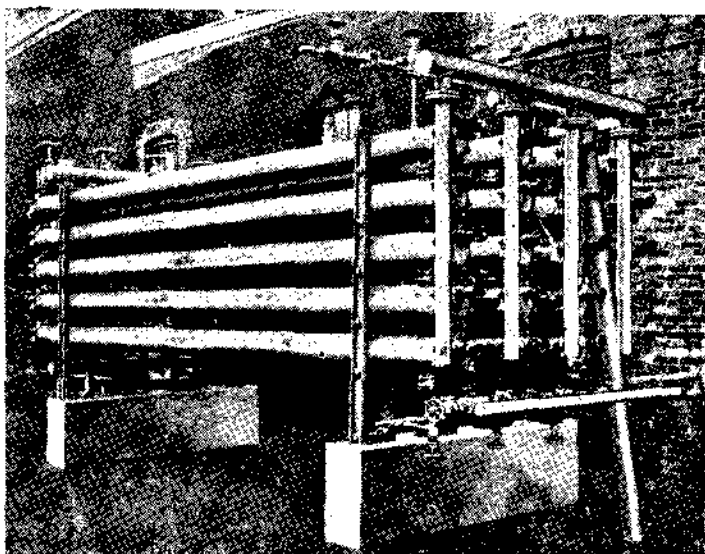
Фиг. 150. Элементный многопроводный конденсатор завода Фогт.

торах Фогта кожух элемента выполняется диаметром 8 дюймов, внутренние трубы диаметром 2 дюйма, число труб 7. Его нормальный элемент имеет длину 5,45 м и охлаждающую поверхность 6,1 м². Крышка однопроводного элемента показана на фиг. 147. Внешний вид конденсатора Фогта, состоя-

щего из 12 параллельных секций, показан на фиг. 148. На фиг. 149 показан однопроходный 19-трубный элементный конденсатор английского завода Вест на 900 000 кал/час со сборниками жидкого аммиака, расположенными под каждой секцией конденсатора. Снабжение элементных конденсаторов сборниками жидкого аммиака (ресиверами) является необходимым, так как разгружает нижние ряды элементов конденсатора от жидкости, а с другой стороны, увеличивает запас жидкого аммиака в системе. Конструкция конденсатора предусматривает отвод масла из верхних отстойников после охлаждения



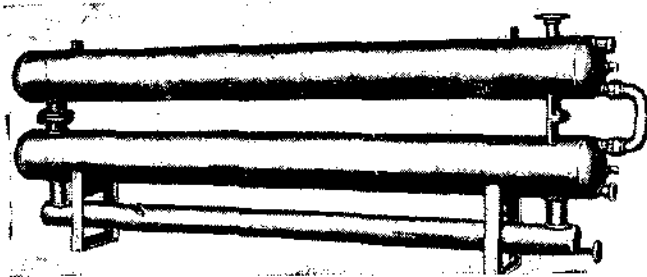
Фиг. 151. Крышка многопроходного элемента.



Фиг. 152. Четырехсекционный элементный конденсатор (многопроходный) завода Фигт.

перегретого пара и из расположенных под конденсатором ресиверов жидкого аммиака.

В конденсаторах, составленных из многопроходных элементов (фиг. 150), охлаждающая вода проходит через внутренние трубы в каждом элементе последовательно (через одну или две трубы в ходе). Крышка многопроходного элемента с внутренними перегородками, позволяющими осуществить многопроходность, показана на фиг. 151. В многопроходных элементных конденсаторах подвод охлаждающей воды ко всем элементам секции производится параллельно с одной стороны конденсатора; отвод отработавшей воды из всех элементов секции также производится параллельно с противоположного конца конденсатора. Внешний вид четырехсекционного многопроходного элементного конденсатора показан на фиг. 152. На фиг. 153 показан семипроходный 14-трубный элементный конденсатор завода А. Фрейндлих, а в табл. 25 приведена градация размеров выполняемых этим заводом многопроходных элементных конденсаторов. На фиг. 154 показана секция семипроходного 14-трубного конденсатора, состоящая из семи элементов,



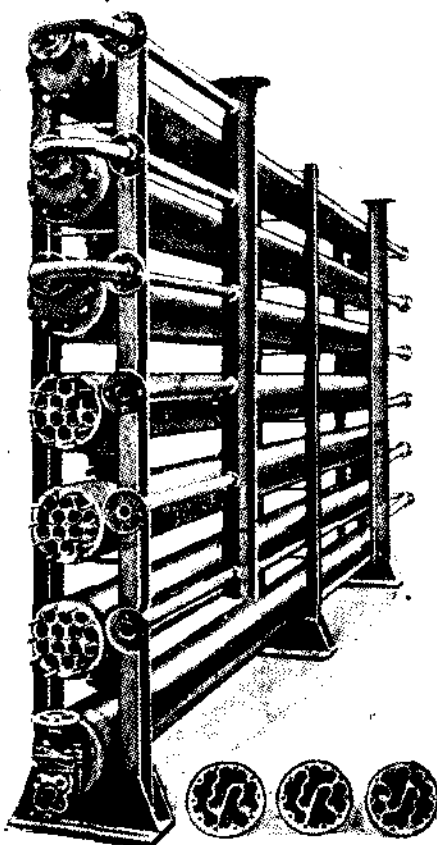
Фиг. 153. Семипроходный 14-трубный элементный конденсатор завод Фрейндлих.

положного конца конденсатора. Внешний вид четырехсекционного многопроходного элементного конденсатора показан на фиг. 152. На фиг. 153 показан семипроходный 14-трубный элементный конденсатор завода А. Фрейндлих, а в табл. 25 приведена градация размеров выполняемых этим заводом многопроходных элементных конденсаторов. На фиг. 154 показана секция семипроходного 14-трубного конденсатора, состоящая из семи элементов,

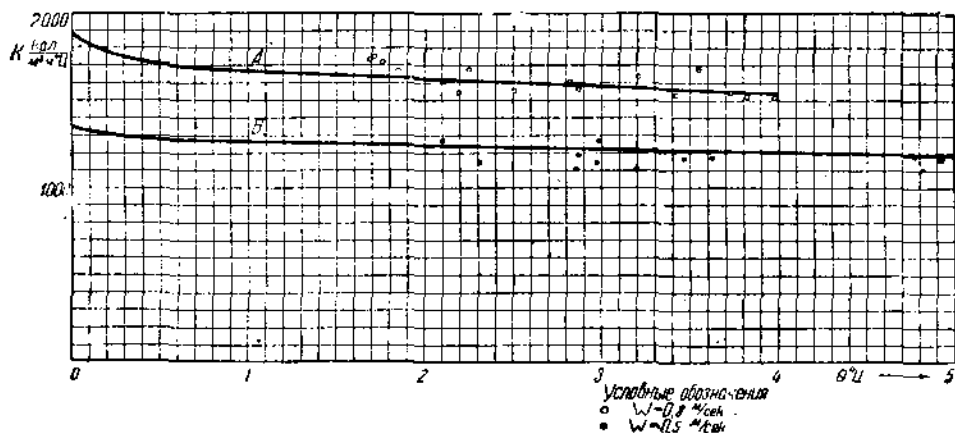
английского завода Л. Стерн; подвод и отвод охлаждающей воды во всех элементах секции производится параллельно от вертикальных водяных коллекторов, расположенных на противоположных концах секции конденсатора.

Внутренние трубы в каждом элементе располагаются в шахматном порядке, и поэтому число труб i , располагающихся по вертикали друг над другом, оказывается незначительным. Теплопередача в многотрубных элементных конденсаторах поэтому практически не отличается от теплопередачи в двухтрубных противоточных конденсаторах и в основном зависит от скорости циркулирующей во внутренних трубах охлаждающей воды. Элементные конденсаторы находят себе выгодное применение при нагрузках от 70 000 кал/час и выше, без ограничения производительности, поскольку конденсатор составляется из неограниченного числа параллельных секций; вес элементного конденсатора, отнесенный к 1000 кал/час, для определенного типа элемента является постоянным, не зависящим от его мощности; он оказывается при этом наименьшим для элементов с наибольшим числом труб. Диаметр кожуха многотрубного элементного конденсатора практически ограничивается предельным диаметром бесшовной трубы; переход к сварным кожухам привел к типу кожухо-трубчатого конденсатора (см. ниже, п. „Г“), наиболее распространенного в Америке.

Работа элементного конденсатора характеризуется опытными данными Макинтайра с семитрубным элементным конденсатором из труб диаметром 50,8/46 мм, причем коэффициенты теплопередачи им подсчитаны для наружной поверхности труб. Перегруппировав данные



Фиг. 154. Семипроходный 14-трубный элементный конденсатор завода Стерн.



Фиг. 155. Значения коэффициентов теплопередачи в элементных конденсаторах по опытам Макинтайра.

табл. 1 Бюллетеня Иллинойского университета № 209 по постоянным скоростям воды (т. е. $s \approx \text{const}$), мы выявили в пределах точности опытов отсутствие зависимости k от θ . Для наиболее полных серий опытов ($w = 0,8 \text{ м/сек}$ — 15 точек и $w = 0,5 \text{ м/сек}$ — 14 точек) эти значения даны на фиг. 155, причем значения k линейно приведены к общей скорости, когда при опыте имели место несколько отличные от среднего для данной серии значения скорости. Линии A и B построены нами путем нахождения k для разных θ с помощью графика фиг. 134, как в примерах 6—7 § 1.

Таблица 25.

Элементные конденсаторы многопроходные (14-трубные) завода А. Фрейндлих (фиг. 153).

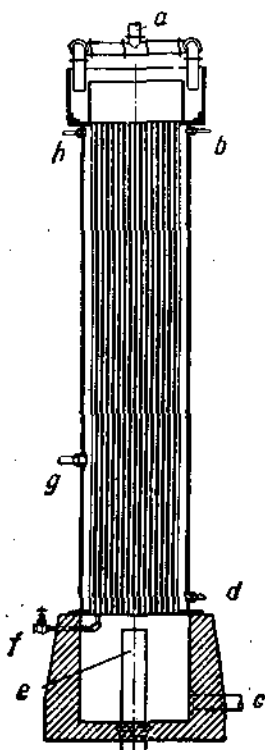
№ элемента	Число элементов	Поверхность м^2	Нагрузка ккал/час	Расход воды л/час	Подогрев воды $^\circ\text{C}$	Расход воды на 1000 ккал л/час	Скорость воды м/сек	Вес конденсатора, кг	
								Общий	На 1000 ккал
1	1	4,5	25 000	11 500	2,2	460	2,26	400	16
2	1	5,5	30 000	11 500	2,6	382	2,26	460	15,4
1	2	9,0	50 000	11 500	4,4	230	1,13	720	14,4
2	2	11,0	60 000	11 500	5,2	192	1,13	850	14,2
1	3	13,5	75 000	11 500	6,5	153	0,75	1 040	12,9
2	3	16,5	90 000	13 000	6,9	143	0,85	1 110	12,4
1	4	18,0	100 000	14 300	7,0	143	0,7	1 360	13,6
2	4	22,0	120 000	17 000	7,1	141	0,84	1 500	12,5
1	5	22,5	125 000	18 000	7,0	144	0,71	1 680	13,5
2	5	27,5	150 000	21 400	7,0	143	0,84	1 890	12,6
1	7	31,5	175 000	25 000	7,0	143	0,7	2 320	13,3
2	6	33,0	180 000	25 700	7,0	143	0,84	2 380	13,3
1	2×4	36,0	200 000	28 600	7,0	145	0,7	2 720	13,6
1	3×3	40,5	225 000	32 000	7,0	143	0,7	3 120	13,8
2	2×4	44,0	240 000	34 600	7,0	143	0,84	3 000	12,5
1	2×5	45,0	250 000	35 600	7,0	143	0,7	3 360	13,4
2	3×3	49,5	270 000	38 600	7,0	143	0,7	3 330	12,3
2	2×5	55,0	300 000	42 800	7,0	143	0,85	3 800	12,7
1	2×7	63,0	350 000	50 000	7,0	143	0,7	4 700	13,4
2	2×6	66,0	360 000	51 500	7,0	143	0,84	4 800	13,3
1	4×4	72,0	400 000	57 200	7,0	143	0,7	5 500	13,8
2	2×7	77,0	420 000	60 000	7,0	143	0,84	5 600	13,3
2	4×4	88,0	480 000	68 600	7,0	143	0,84	6 100	12,7
1	4×5	90,0	500 000	71 200	7,0	143	0,7	6 750	13,5
2	3×6	99,0	540 000	77 200	7,0	143	0,84	7 200	13,4
2	4×5	110,0	600 000	85 600	7,0	143	0,84	7 600	12,7
1	5×5	112,5	625 000	89 300	7,0	143	0,7	8 450	13,5
2	4×6	132,0	720 000	103 000	7,0	143	0,84	9 450	13,2
2	5×5	137,5	750 000	107 200	7,0	143	0,81	9 500	12,6
2	5×6	165,0	900 000	128 600	7,0	143	0,84	12 000	13,3

В каждом элементе диаметром 250 мм по 14 труб диаметром 30/38 мм.

Г. Кожухо-трубчатые конденсаторы (Schell and Tube).

Горизонтальный кожухо-трубчатый конденсатор представляет собой дальнейшее развитие многопроходного элементного конденсатора; при соединении в батарею нескольких горизонтальных кожухо-трубчатых конденсаторов каждый из них получает самостоятельный подвод газа и отвод жидкости, т. е. барабаны включаются в газовую и жидкостную линии параллельно. Число труб в одном барабане весьма значительно, достигая 300 (см. таблицу в приложениях).

Наиболее совершенным и распространенным конденсатором этого типа является вертикальный кожухо-трубчатый конденсатор с орошением внутренней поверхности труб (фиг. 156, 157, 158, 159, 160). Он состоит (фиг. 156) из вертикального цилиндрического кожуха (диаметром до 1250 мм), сваренного посредством электросварки; в днища барабана, приваренные к кожуху, ввальцовываются бесшовные трубы наружным диаметром 2 дюйма и длиной от 3 до 5 м. Впуск перегретых паров аммиака в кожух производится на 0,4—0,5 высоты кожуха конденсатора, производя при этом



Фиг. 156. Вертикальный кожухо-трубчатый конденсатор с орошением внутренней поверхности труб завода „Арктик“.

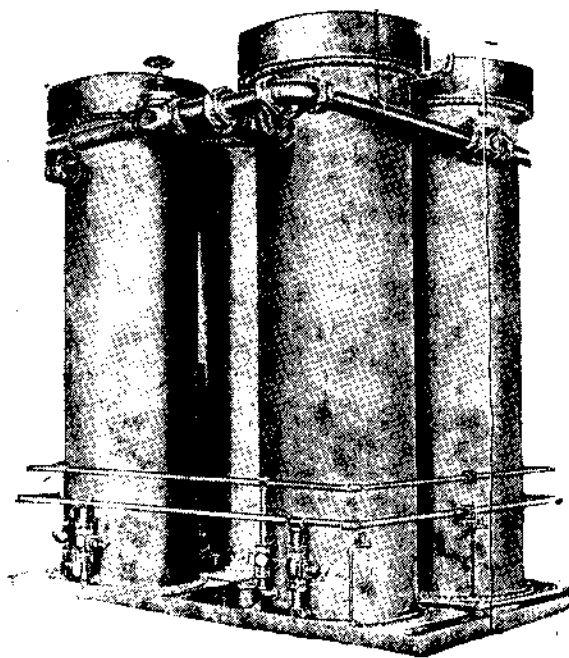
a — вход воды; *b* — спуск воздуха; *c* — к насосу; *d* — выход жидкости; *e* — перелива; *f* — спуск масла; *g* — вход пара; *h* — предохранительный клапан.



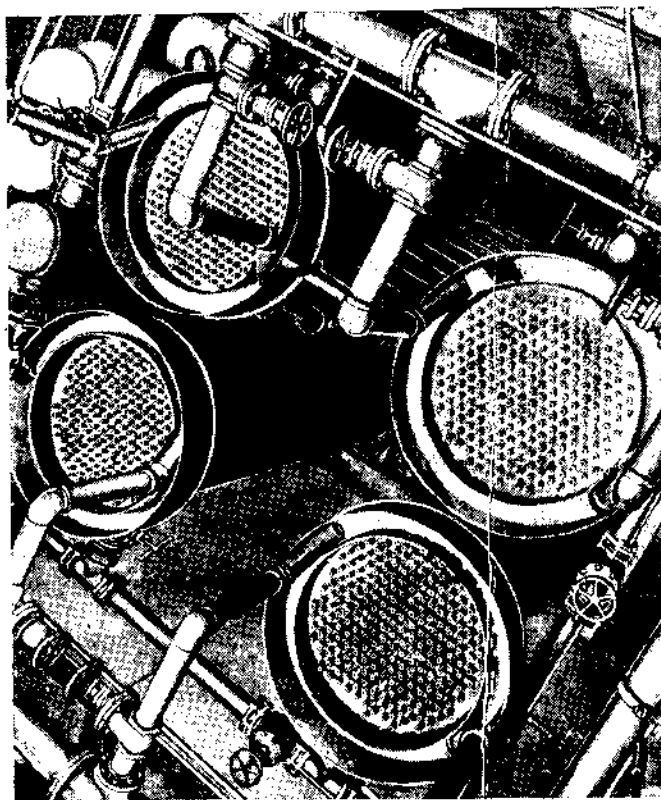
Фиг. 157. Направляющий патрубок для охлаждающей воды в вертикальном кожухо-трубчатом конденсаторе завода Карбондейль.

частичное сдувание жидкости с наружной поверхности труб, причем, как показывает опыт, местоположение ввода не оказывает влияния на теплопередачу. Сконденсировавшаяся в междутрубном пространстве жидкость собирается на дне барабана и тотчас же отводится из него в ресивер жидкого аммиака, освобождая всю охлаждающую поверхность для процесса конденсации. Жидкость отводится на высоте 5—10 см выше дна барабана (труба *d*), чтобы вместе с ней не увлеклось собравшееся на дно масло, отводимое через спускной кран *f*; штуцер *b* служит для спуска воздуха, а штуцер *h* служит для присоединения линии выравнивания давления с ресивером жидкого аммиака и установки предохранительного клапана. Охлаждающая вода подается сверху и стекает свободно вниз лишь под влиянием собственного веса. В верхних концах труб вставляются специальные колпачки, допускающие сток воды в виде тонкой пленки по внутренним поверхностям труб без заполнения всего сечения трубы во избежание увеличения расхода воды без увеличения a_w . Охлаждающая вода поступает в кольцевое пространство между уширенной верхней обечайкой, приваренной

к днищу, и вставным кольцом с вертикальными прорезями, благодаря чему достигается равномерный подвод охлаждающей воды к внутренним трубам. Конструкция открытого вставного патрубка с наклонными прорезями, сообщающими воде винтообразное движение по внутренней поверхности труб, показана на фиг. 157; указанная конструкция обеспечивает равномерное распределение воды по периметру трубки, сквозной проток воздуха, возможность внутреннего перелива через верхний обрез трубки в случае переполнения водяной коробки. На фиг. 158 показана установка батареи из четырех вертикальных кожухо-трубчатых конденсаторов Карбондейля с кольцевым трубопроводом для подвода газообразного аммиака в верхней части и с кольцевым трубопроводом для отвода жидкого аммиака



Фиг. 158. Установка 4 вертикальных кожухотрубчатых конденсаторов завода Карбондейль.



Фиг. 159. Подвод охлаждающей воды к системе 4 вертикальных кожухотрубчатых конденсаторов.

из нижней части барабанов. Из фиг. 159, представляющей собой вид сверху на эту систему с указанием расположения трубопроводов для двухстороннего подвода охлаждающей воды к каждому барабану. На фиг. 160 приведена конструкция кожуха конденсатора завода „Фогт“, склепанного с внутренней и наружной накладкой.

Выбор американскими фирмами наружного диаметра труб 2 дюйма определяется соображениями удобства сверловки отверстий в днищах, легкости развальцовки труб и стоимости 1 м² охлаждающей поверхности. Применение труб короче 3,5 м не рекомендуется, так как приводит к увеличению диаметра барабана, толщины днищ и стенки кожуха. Применение труб длиной свыше 5 — 5,5 м вызывает чрезмерное усиление температурных деформаций. Во избежание излишне толстых стенок кожуха диаметр последнего обычно не выходит за пределы 1 250 мм, что позволяет сосредоточить в единице не более 1 000 000 кал/час.

В установках большей мощности необходимая поверхность охлаждения образуется путем параллельного включения группы конденсаторов (фиг. 158). Нижней границей выгодного применения кожухотрубчатого конденсатора является нагрузка конденсатора около 200 000 кал/час, так как при уменьшении охлаждающей поверхности ниже 50 м² вес конденсатора, отнесенный к 1 000 ккал, обнаруживает заметное возрастание, и кожухотрубчатый конденсатор уступает место элементному конденсатору.

В табл. 26 приведены основные размеры

вертикальных кожухо-трубчатых конденсаторов в исполнении американской фирмы „Арктик“.

При разметке днищ необходимо обеспечить достаточную толщину промежутков между отверстиями (так называемых мостов), чтобы избежать „игры“ при развальцовке труб. Ширина этих мостов должна, кроме того, давать достаточное место для установки водораспределителей. Минимальная толщина моста принимается 12 мм; так как отверстия для труб сверлятся с радиальным зазором 0,75 мм против наружного диаметра труб (51 мм), то наименьшее расстояние по центрам труб составляет 64,5 мм. Прибавляя на увеличение прочности днища 3 мм, имеем расстояние по центрам труб около 67 мм. Разбивка труб производится рядами под углом 60°; такая разбивка обеспечивает наибольшее количество труб на площади днища. Против входа газообразного аммиака в кожух конденсатора рекомендуется оставлять между трубами проход, ведущий к центру конденсатора и два прохода от центра в стороны под углом 60°. При расчете толщины днищ необходимо принять во внимание, что трубы удерживаются на месте трением, для чего должна быть обеспечена достаточная поверхность соприкосновения труб с решеткой. С целью укрепления труб в днищах по средней их плоскости прорезываются полукруглые канавки шириной не менее 10 мм. Беря по обе стороны от канавки по 12 мм, получаем минимальную толщину днищ в 34 мм.

Кожухо-трубчатые конденсаторы после изготовления подвергаются испытанию пробным гидравлическим давлением на прочность и воздухом под водой на плотность. Учитывая отсутствие зоны перегрева в кожухотрубчатом конденсаторе, можно принять пониженное условное давление в конденсаторе $p_{усл} = 16 \text{ кг/см}^2$ и соответствующее ему пробное гидравлическое давление межтрубного аммиачного пространства $p_{пробн} = 24 \text{ кг/см}^2$; воздушное давление принимается $p_{возд} = 20 \text{ кг/см}^2$.

Толщина стенки кожуха определяется из уравнения:

$$\delta = \frac{p \cdot D}{200 \cdot \sigma_s \cdot \eta} + 1 \text{ мм.} \quad (67)$$

где p — номинальное (условное) давление в кг/см^2 ,

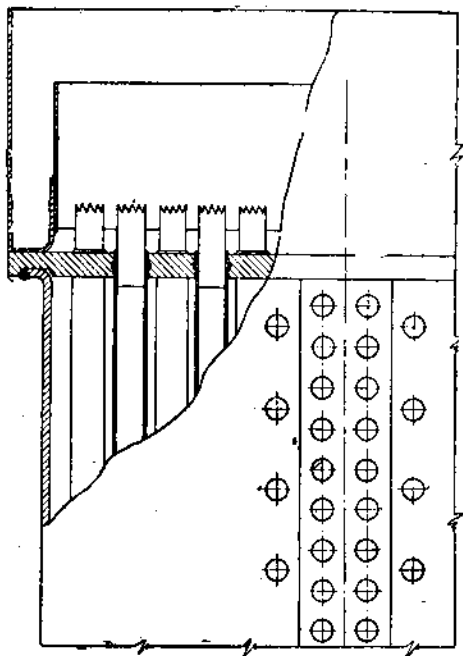
D — диаметр кожуха в мм,

σ_s — допускаемое напряжение в кг/мм^2 ,

$\eta = 0,8$ — коэффициент, характеризующий возможное уменьшение прочности кожуха в сварном шве. Принимая материал с временным сопротивлением разрыву 36—45 кг/мм^2 и удлинением 20%, запас прочности 4,5, имеем $\sigma_s = 8—10 \text{ кг/мм}^2$.

Пример 1. Для кожуха $D = 1070 \text{ мм}$ при $p_{усл} = 16 \text{ кг/см}^2$ и $\sigma_s = 8 \text{ кг/мм}^2$ имеем:

$$\delta = \frac{16 \cdot 1070}{200 \cdot 8 \cdot 0,8} + 1 \text{ мм} = 14,4 \text{ мм} \approx 15 \text{ мм.}$$



Фиг. 160. Кожухо-трубчатый конденсатор завода Фогт с клепаным кожухом.

Для кожуха $D = 610$ мм имеем:
при $\sigma_z = 8 \text{ кг/мм}^2$

$$\delta = \frac{16 \cdot 610}{200 \cdot 8 \cdot 0,8} + 1 \text{ мм} = 8,7 \text{ мм} \approx 9 \text{ мм},$$

каковые размеры в пределах принятых напряжений хорошо согласуются с размерами толщин стенок кожуха, приведенными в табл. 26.

Таблица 26.

Вертикальные кожухо-трубчатые конденсаторы (Schell and Tube) завода „Арктик“ (фиг. 156).

№ по порядку	Нагрузка конденсатора кал/час	Диаметр кожуха мм	Толщина стенки кожуха мм	Толщина дна мм	Число труб диаметром 2"	Длина охлаждающих труб мм	Охлаждающая поверхность труб м^2	Диаметры трубопроводов		Вес конденсатора, кг	
								Газообразного аммиака дюймы	Жидкого аммиака, дюймы	Общий	На 1 000 кал
1	129 000	610	11	35	48	4 270	32,2	$2\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	2 090	16,2
2	148 000					4 880	36,9			2 270	15,3
3	166 000					5 490	41,6			2 500	15,0
4	234 000	760	13	35	87	4 270	58,4	3	$1\frac{1}{4}$	3 180	13,5
5	280 000					4 880	66,9			3 500	12,5
6	300 000					5 490	75,4			3 860	12,8
7	300 000	860	14	35	112	4 270	75,2	$3\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	3 950	13,2
8	345 000					4 880	86,2			4 400	12,8
9	390 000					5 490	97,2			4 850	12,4
10	483 000	1 070	16	35	180	4 270	120,8	4	$1\frac{1}{4}$	5 800	12,0
11	554 000					4 880	138,5			6 500	11,7
12	624 000					5 490	156,0			7 300	11,7
13	624 000	1 170	16	35	232	4 270	156,0	$4\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	7 000	11,2
14	714 000					4 880	178,5			7 900	11,1
15	804 000					5 490	201,0			8 850	11,0

Возрастающая с увеличением средней разности температур аммиака и охлаждающей воды нагрузка конденсатора приводит к уменьшению значений коэффициентов теплопередачи k из-за увеличения теплового сопротивления со стороны аммиака (см. ниже). Число калорий, практически снимаемых с 1 м^2 охлаждающей поверхности конденсатора, достигает 3 500—4 500 $\text{кал/м}^2 \text{ час}$, причем расход охлаждающей воды составляет 155—160 л/час на 1 000 кал , т. е. несколько больше, чем в конденсаторах из двойных труб или элементном; нагревание охлаждающей воды происходит в нем в среднем на $6—6,5^\circ \text{Ц}$. Недостатком конструкции является открытый тип, затрудняющий последующее использование охлаждающей воды. Достоинством конструкции является ее надежность, простота, интенсивное использование охлаждающей поверхности благодаря вертикальному расположению труб, создающему благоприятные условия для быстрого стока конденсата и масла со стенок труб и благодаря большой скорости свободно стекающей по вертикальным трубам воды; очистка труб от внутренних отложений производится совершенно свободно. Конденсаторы эти занимают очень мало места и могут устанавливаться вне помещения. В вертикальных кожухо-трубчатых конденсаторах с орошением охлаждающей

водой внутренней поверхности труб переохладение жидкого аммиака не достигается, так как последний соприкасается в нижней части конденсатора с наиболее теплой охлаждающей водой. Влияние различных факторов на работу вертикального кожухо-трубчатого аппарата отчасти выявляется опытами Макинтайра, производившего их при разных удельных нагрузках q_F кал/м² час и разных длинах труб, $H=4,88$ м и $H=2,98$ м при диаметре труб 50,8/46 мм. Результаты опытов пересчитаны нами в метрическую систему мер с отнесением их к переменным величинам q_E кал/м час и соответственно g_{WE} л/м час — количеству воды на 1 пог. м периметра труб. При этом получается (табл. 27), что k зависит преимущественно от g_{WE} и q_E ; для одного какого-либо значения q_E различные значения множителей q_F и H дают некоторое расхождение значений k , но эти отклонения в разных сериях опытов направлены в разные стороны, и выявить их закономерность не представилось возможным. Одинаковое же направление отклонения в пределах серии может иногда объясняться систематическими (методическими) ошибками наблюдений или подсчета в исходных опытах.

Таблица 27.

Коэффициент теплопередачи k (кал/м² час °Ц) в вертикальном кожухо-трубчатом конденсаторе по опытам Макинтайра.

$H=4,88$ м						$H=2,98$ м				
q_F	1 300	1 625	1 950	2 275	2 600	2 130	2 060	3 190	3 730	4 950
q_E	6 350	7 950	9 530	11 100	12 700	6 350	7 950	9 530	11 100	12 700
$g_{WE}=941$	952	856	800	763	735	935	909	885	—	—
$g_{WE}=1570$	1 250	1 163	1 111	1 063	1 010	1 316	1 266	1 225	1 205	1 190
$g_{WE}=2200$	1 650	1 470	1 380	1 316	1 282	1 565	1 482	1 423	1 410	1 370

На фиг. 161 приведены значения тепловых сопротивлений $\frac{1}{k}$ как функции g_{WE} . Поскольку сопротивление теплопереходу со стороны воды почти не зависит от тепловой нагрузки, а сопротивление теплопереходу со стороны аммиака растет с увеличением нагрузки q_E , кривые $\frac{1}{k}$ для разных значений параметра q_E должны быть эквидистантны, — это в основном и имеет место на фиг. 161. Эквидистантны и кривые $\frac{1}{k}=f(q_E)$ на фиг. 162 для разных значений g_{WE} . Эти кривые построены по эмпирической формуле:

$$\frac{1}{k} = \frac{0,73}{g_{WE}} + \frac{4\sqrt{q_E}}{10^6} + \Delta s, \quad (68)$$

где

$$\frac{10^3}{4\sqrt{q_E}} = \alpha''_{NH_3} \quad (69)$$

— условный коэффициент теплоперехода со стороны аммиака с учетом термических сопротивлений со стороны аммиака (см. ниже), а

$$\frac{g_{WE}}{0,73} = 1,37 \cdot g_{WE} = \alpha_w \quad (70)$$

— расчетный коэффициент теплоперехода со стороны стекающей воды в практически чистом конденсаторе. Тепловым сопротивлением металлической стенки можно пренебречь, добавочные же загрязнения со стороны аммиака, как и усиленные отложения со стороны воды, практически должны учиты-

ваться в размере около $\Delta s \approx 0,0005$. Ниже мы дадим некоторый анализ формул (69) и (70), пока же приведем пример расчета конденсатора по этим формулам.

Пример. Определить число труб и длину их в змеевом вертикальном кожухотрубчатом конденсаторе на 200 000 кал/час при температуре конденсации $t = +30^\circ$ и температурах воды $t_{w1} = +22^\circ$, $t_{w2} = +27^\circ$ Ц; размеры труб 57 51,5 мм.

Находим среднюю разность температур $\theta = \frac{\theta_1 - \theta_2}{2,3 \cdot \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}} = 5,1^\circ$ Ц.

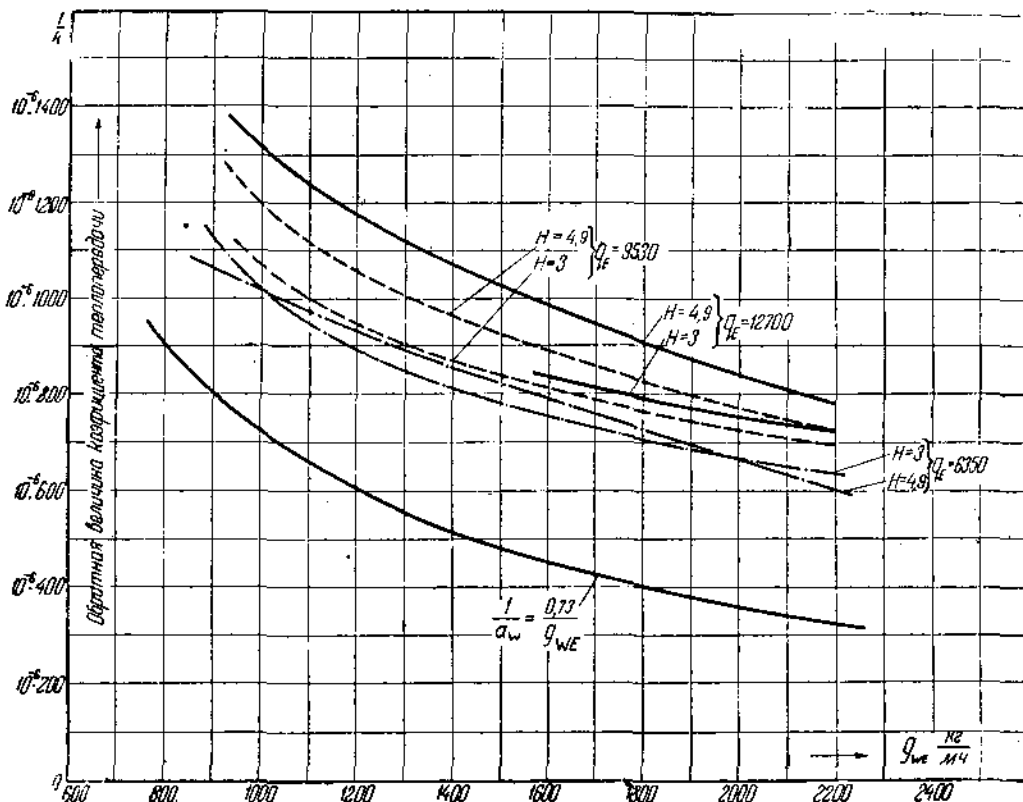


РИС. 101.

Задаемся разными значениями q_E , тогда в каждом случае

$$g_{wE} = \frac{q_E}{27 - 22} = \frac{q_E}{5}.$$

Количество труб определяется как

$$\frac{Q}{q_F \cdot \pi \cdot d} = \frac{200\,000}{q_E \cdot \pi \cdot 0,0515} = \frac{1\,235\,000}{q_E},$$

а длина их

$$H = \frac{q_E}{q_F} = \frac{q_E}{k \cdot \theta} = \frac{q_E}{k \cdot 5,1}.$$

Результат сведен в табл. 28.

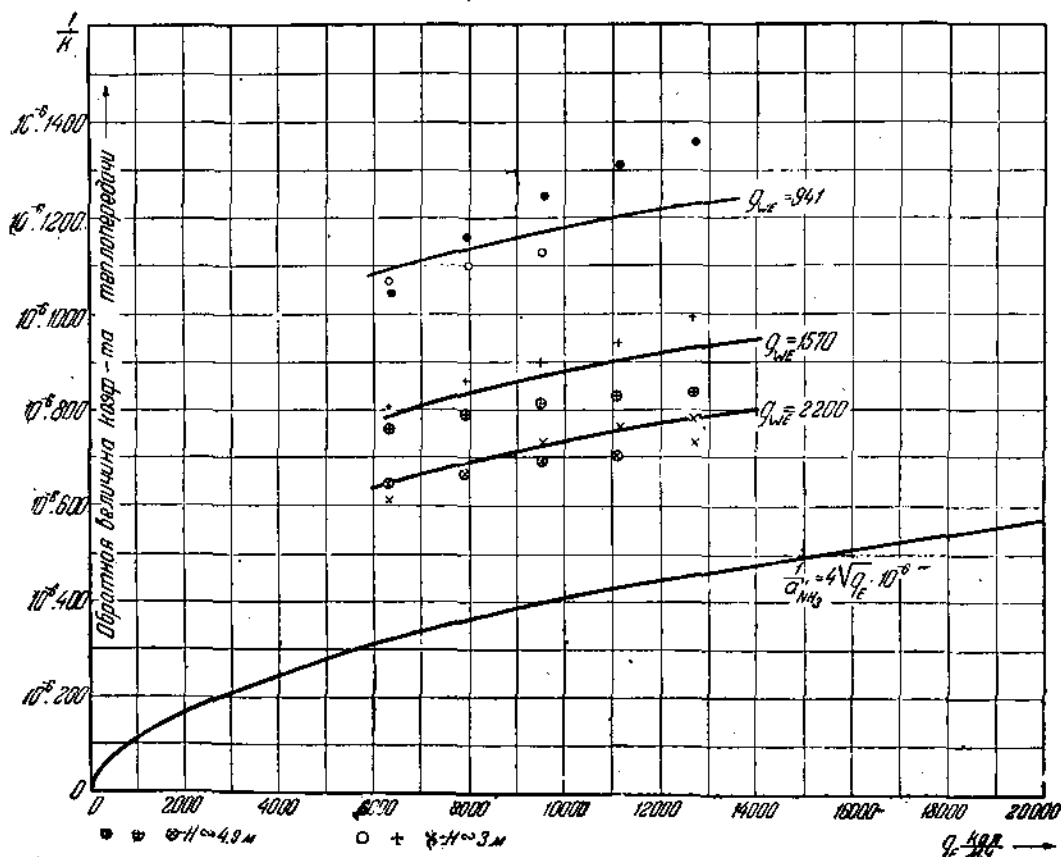
Отмеченные жирным шрифтом значения наиболее употребительны; однако и остальные размеры при высоте не более 6 м допустимы, поскольку наличные теоретические данные не выявляют определенно выраженного оптимума высоты; поэтому, судя по таблицам размеров кожухо-

Таблица 28.

Размеры аммиачного вертикального кожухо-трубчатого конденсатора на 250 000 ккал/час при разности температур $\theta = 5,1^\circ \text{C}$ и подогреве воды на 5°C .

Нагрузка q_E	12 000	15 000	20 000	25 000 кал/м час
" g_{WE}	2 400	3 000	4 000	5 000 л/м час
Т.пловое сопротивление $\frac{1}{\alpha_w}$	$304 \cdot 10^{-6}$	$243 \cdot 10^{-6}$	$183 \cdot 10^{-6}$	$145 \cdot 10^{-6}$ (кал/м ² час °Ц)
" $\frac{1}{\alpha_{NH_3}}$	$438 \cdot 10^{-6}$	$490 \cdot 10^{-6}$	$566 \cdot 10^{-6}$	$633 \cdot 10^{-6}$ "
" Δs	$500 \cdot 10^{-6}$	$500 \cdot 10^{-6}$	$500 \cdot 10^{-6}$	$500 \cdot 10^{-6}$ "
$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{NH_3}} + \frac{1}{\alpha_w} + \Delta s$	$1242 \cdot 10^{-6}$	$1233 \cdot 10^{-6}$	$1249 \cdot 10^{-6}$	$1273 \cdot 10^{-6}$ "
Коэффициент теплопередачи k	806	810	800	783 кал/м ² час °Ц
Нагрузка q_F	4 110	4 140	4 080	4 000 кал/м ² час
Высота H	2,92	3,62	4,90	6,25 м
Число труб i	103	83	62	50 шт.

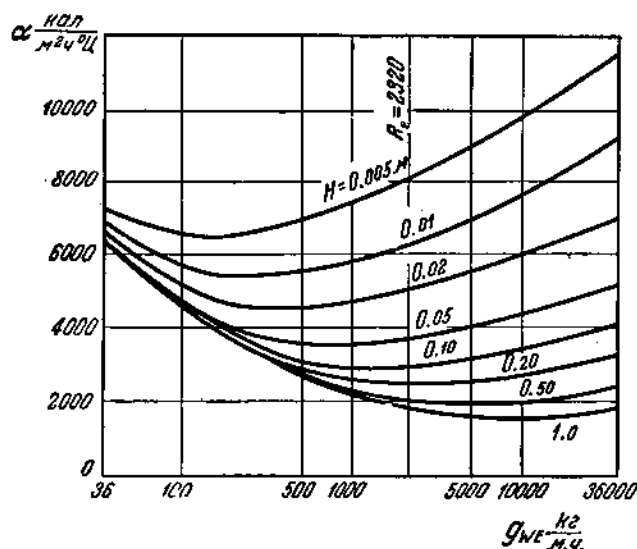
трубчатых конденсаторов (см. табл. 26 и в приложениях), американские заводы устанавливают свои градации, исходя, главным образом, из производственных соображений. Отметим, что при большом расчетном подогреве воды целесообразны большие высоты, а при малом подогреве — меньшие высоты этих аппаратов.



Фиг. 162.

Возвращаясь к анализу формул (69) и (70), отметим прежде всего что точные исследования при выражении их результатов в форму, отвечающую методу подобия, не дают таких простых зависимостей линейных и корня второй степени, как эти уравнения; однако в эмпирических уравнениях, компенсируемых притом постоянной величиной Δs , дробные показатели степеней создавали бы иллюзию большей точности, чем та, которую они в действительности обеспечивают, и излишне осложнили бы расчеты.

Для жидкости, стекающей тонкой пленкой по вертикальной стенке, попытку теоретического вывода коэффициента α_w при условии вполне ламинарного стекания сделал Нуссельт (фиг. 163). По Нуссельту α_w резко убывает при увеличении высоты стенки и орошения g_{WE} , что вытекает из сути ламинарного течения: в последнем теплопереход непосредственно не



Фиг. 163. Значения α_w для жидкости, стекающей ламинарно тонкой пленкой по вертикальной стенке.

зависит от скорости, средняя же температура жидкости тем ниже, чем больше ее количество протекает. Но так как коэффициент теплоперехода есть частное от $\frac{q_F}{\theta_0}$,

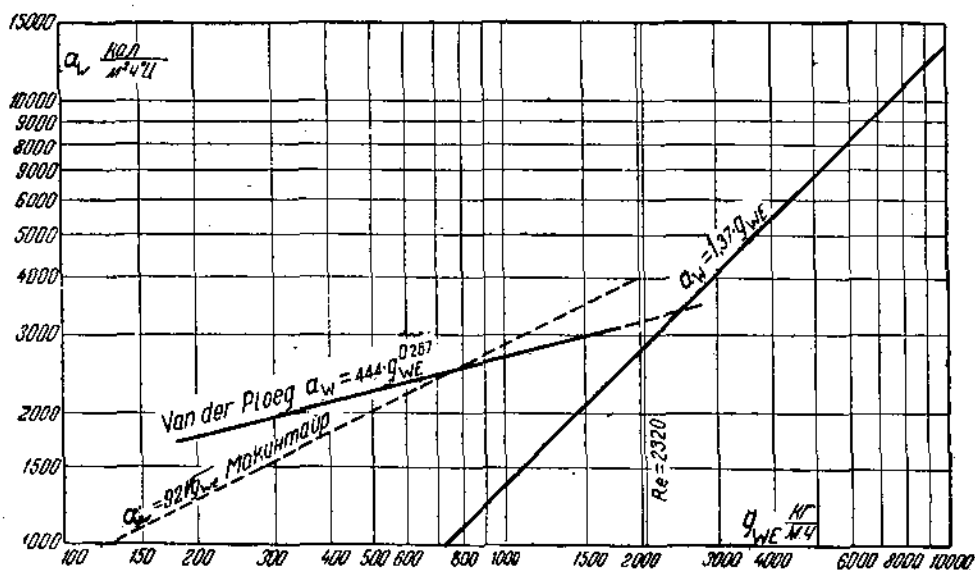
то при увеличении g_{WE} количество переходящего тепла увеличивается незначительно, а рост θ_0 ведет к понижению α_w . Опыты опровергают эту теорию — α_w всегда растет, хотя и в разной мере с увеличением g_{WE} .

Это происходит потому, что предположение Нуссельта о вполне ламинарном стекании, при котором каждая струйка воды по всей высоте стенки остается на своем месте (прилегающая к теплопередающей поверх-

ности — у стенки, а внешние — снаружи) не может иметь место, так как неизбежные шероховатости стенок и случайные причины повлекут перемешивание струек, перемену их местами и выравнивание температур. Этот случай гидравлически ламинарного, а в отношении теплопередачи турбулентного движения имеет иногда место в трубах. В этом случае вероятно возрастание α_w с увеличением g_{WE} , что и наблюдал Ван-дер-Плуг [гл. VIII, формула (50)]. В кожухо-трубчатом конденсаторе, где с самого начала вода приводится в вихревое движение, и где при $g_{WE} > 2050$ имеется вероятность турбулентного течения, зависимость не может быть та же, что в оросительном охладителе по опытам Ван-дер-Плуга; поэтому расхождение нашей формулы (70) с формулой (50) гл. VIII является естественным; более того, переход одной в другую вблизи критического значения (фиг. 164) близок по характеру к соответствующему графику гидравлики (фиг. 10). Отмечаем, однако, что линейная зависимость α_w от g_{WE} является лишь приближенной и эмпирической и что выше известного предела (около 10000 л/м²·с) увеличение производительности конденсатора при увеличении g_{WE} прекращается; еще раньше, вероятно, расчетное α_w начинает убывать, так как часть воды пролетает в середине трубы, не способствуя теплопередаче, но понижая при этом расчетное среднее значение t_w и повышая фиктивно θ .

Большое значение теплового сопротивления со стороны аммиака, растущее с нагрузкой, могло бы быть частично объяснено растворением масла в конденсате, увеличением вязкости пленки и соответственно ее

толщины. Однако и в этом случае сопротивление должно было бы расти пропорционально корню третьей степени из нагрузки; более интенсивный рост его должен объясняться иными причинами, которые не были выявлены опытами Иллинойского университета. Можно лишь предположить, что большую роль здесь играет примесь инертных газов, действительно проявляющаяся в опытах Макинтайра в виде разных температур в разных высотах мест конденсатора. Действительно, при конденсации пара из смеси его с неконденсирующимся газом по мере удаления от места ввода смеси в конденсатор парциальное давление пара и соответствующая температура насыщения должны падать, а смесь, соприкасаясь с охлаждающими стенками, может не только выделять конденсат, но и охлаждаться, что и происходит. Поэтому переменные температуры в конденсаторе являются показателем наличия примеси инертных газов; другим признаком



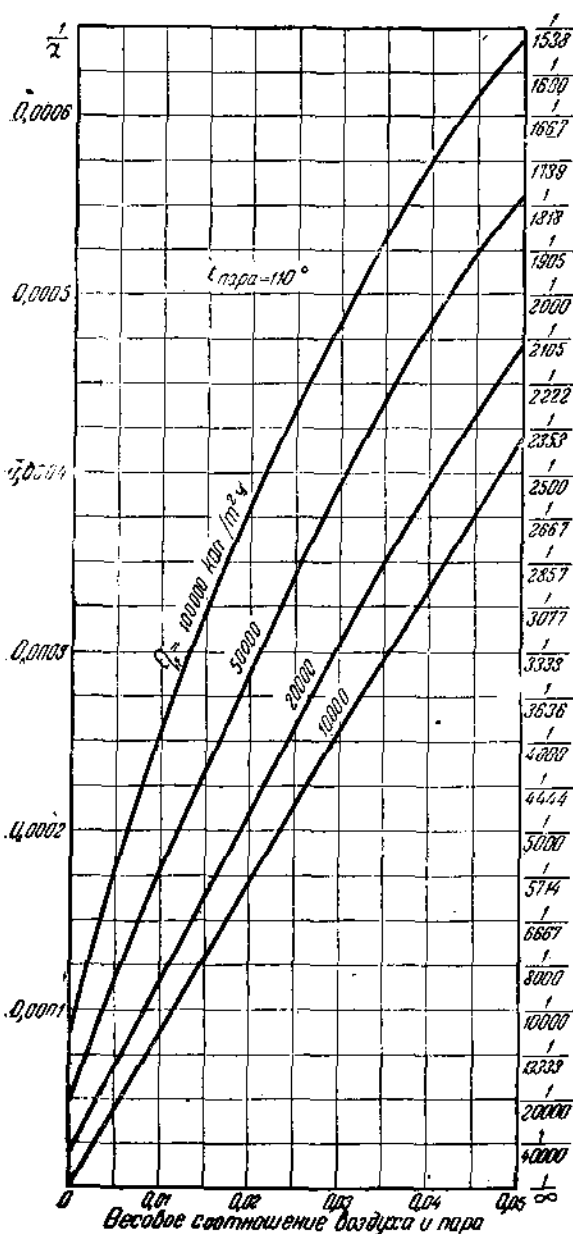
Фиг. 164.

наличия инертных газов является фактивное переохлаждение конденсата в аппаратах, по конструкции своей не допускающих получения конденсата с температурой более низкой, чем температура насыщения, соответствующая давлению конденсатора p . Кажущееся переохлаждение происходит не за счет понижения температуры конденсата, а за счет повышения давления p благодаря дополнительному парциальному давлению газа:

$$p = p''_{\text{пара}} + p'_{\text{газа}}, \quad \text{где } p'' = f(t).$$

Этим, однако, не исчерпывается вредное влияние примеси газа в смеси. Дело в том, что при конденсации пара газ остается вблизи поверхности и при этом происходит диффузия пара к охлаждающей поверхности, а газа — навстречу. Диффузия эта пропорциональна разности парциальных давлений, а разность парциальных давлений пара в его основной массе и пара около стенки тем больше, чем больше разность температур конденсации и стенки (но не прямо пропорциональна этой разности); при этом происходит процесс, аналогичный теплопередаче через слой загрязнений, но добавочное тепловое сопротивление, создаваемое газом, переменное, завися в первую очередь от его концентрации, температуры, свойств пара и газа, конструкции аппарата; в частности, это сопротивление растет с увеличением нагрузки (фиг. 165). График показывает увеличение

этого сопротивления по опытам Отмера с конденсацией водяного пара снаружи горизонтальной трубы диаметром 76 мм в зависимости от примеси воздуха к 1 кг пара. Формула (69), дающая полное тепловое сопротивление и пленки конденсата с маслом и примеси газа, не может быть одинаковой с формулой (42) как в отношении абсолютного значения тепло-



Фиг. 165.

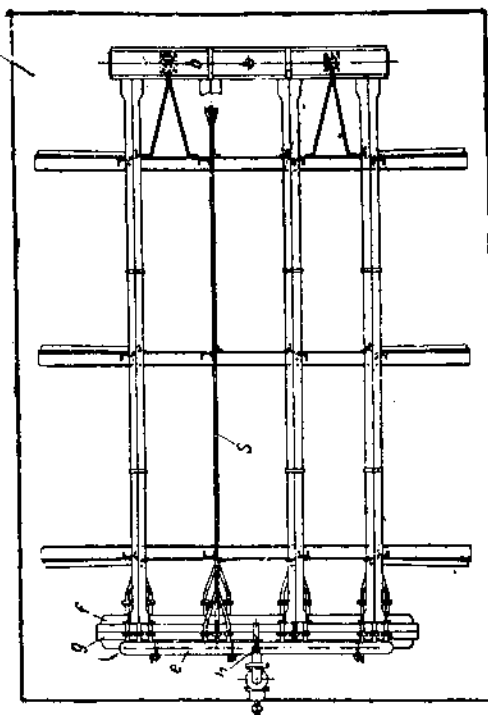
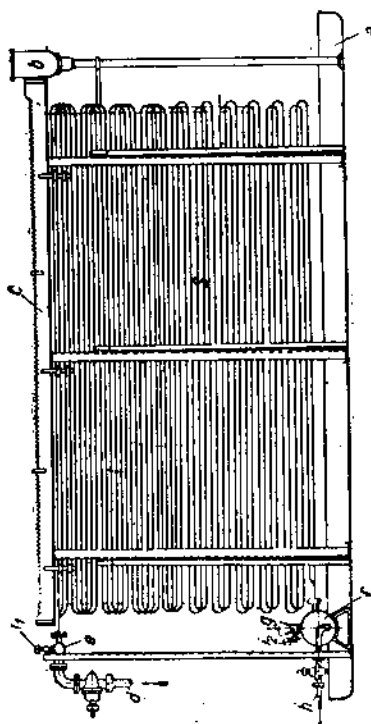
тибов труб на концах и сварки их по длине плоские шланги со значительной (до 125 пог. м) суммарной длиной трубы в них; шланги укрепляются на вертикальных стойках и образуют собой секцию конденсатора с поверхностью охлаждения 30—40 м²; число горизонтальных рядов труб обычно составляет 48—60. В целях наиболее компактного размещения труб и уменьшения суммарной длины трубы отдельной шланги каждая сек-

ции абсолютного значения теплового сопротивления, так и в отношении влияния нагрузки.

В связи с этим следует отметить, что скорость пара, которая в аппаратах со свободным стеканием конденсата теоретически почти не влияет на коэффициент теплоперехода (по Нуссельту скорость до 5 м/сек не оказывает заметного влияния), практически может играть существенную роль, способствуя перемешиванию пара с неизбежной примесью неконденсирующегося газа. При отсутствии большой скорости, как в кожухо-трубчатых конденсаторах, лучшей диффузии может способствовать наличие свободных промежутков между работающими трубами; этим, повидимому, объясняется значительное увеличение k при выключении части труб в опубликованных опытах. В частности, Макинтайр при выключении 40% труб и одинаковом с предыдущим опытом значении g_{WE} получал при увеличенной почти вдвое нагрузке q_k относительно меньшие тепловые сопротивления со стороны аммиака.

Д. Конденсаторы оросительные.

До самого последнего времени наиболее распространенным в Европе конденсатором оросительного типа был горизонтально-трубный оросительный конденсатор Линде с верхним вводом аммиака (фиг. 166), состоящий из параллельных секций; секция состоит из прямых горизонтально расположенных друг над другом труб с диаметром 30/38 мм, образующих путем из-



Фиг. 166. Горизонтально-трубный оросительный конденсатор Линде с верхним вводом газообразного аммиака.

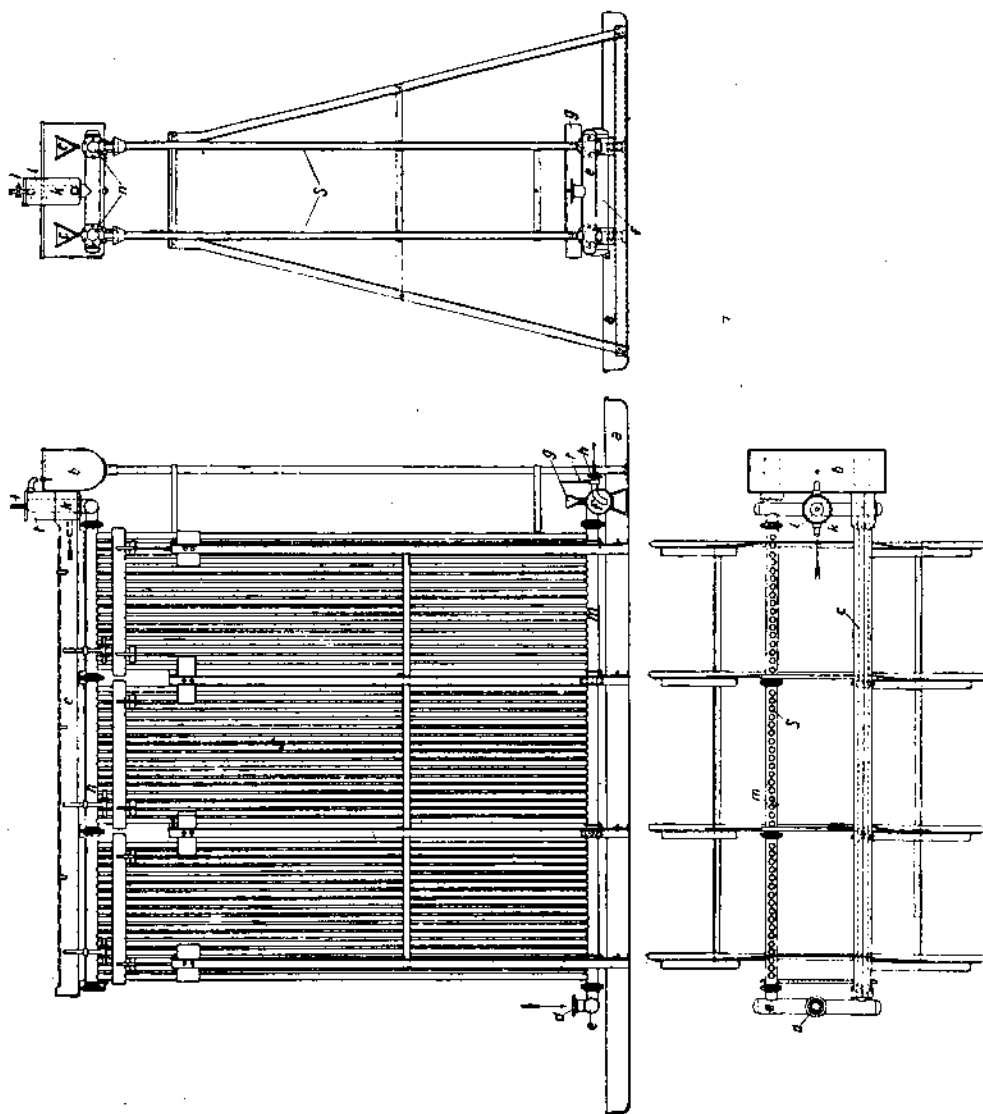
10 Холост. маш. и аппараты.

ней половине секции пары аммиака протекают по трем параллельным шлангам. С половины высоты секции в соответствии с происходящим при конденсации уменьшением объема пара произведено соединение трех параллельных шланг секции в две шланги, а в последнем витке соединение двух параллельных труб жидкого аммиака в одну трубу; последнее приводит к некоторому повышению коэффициента теплопередачи за счет уменьшения доли затопленных труб в общей поверхности секции и соответствующему уменьшению потребной охлаждающей поверхности конденсатора. В целях лучшего отвода конденсата, а также оседающего на стенках труб масла трубы нижней половины секции получают небольшой наклон в направлении движения жидкого аммиака. Выход жидкого аммиака из ресивера f происходит в h ; для выпуска воздуха из трубчатых систем предусмотрен кран i_1 , а из ресивера — кран i_2 . Поскольку в оросительном конденсаторе теплоотдача происходит в значительной мере за счет испарения охлаждающей воды, конденсатор должен быть установлен таким образом, чтобы он в наибольшей мере омывался свежим воздухом и был защищен от непосредственного воздействия солнечных лучей. Так как благодаря испарению и уносу разбрызгиванием часть охлаждающей воды теряется, то добавление свежей воды является неизбежным. Добавление свежей воды производится частью в корыто b , частью в желоб g , орошающий сборник жидкого аммиака f , благодаря чему в нем достигается некоторое, хотя и очень незначительное, переохлаждение жидкого аммиака. В самом конденсаторе переохлаждение холодильного агента не происходит вследствие того, что холодильный агент и охлаждающая вода движутся в одном направлении — сверху вниз (параллельный ток), и потому в нижних рядах труб происходит соприкосновение конденсата с наиболее теплой охлаждающей водой. Вся циркуляционная охлаждающая вода, стекающая с секций конденсатора в поддон, забирается циркуляционным насосом и подается вновь в корыто b и в водораспределительные желоба c над секциями. Избыток воды через сливной штуцер поддона стекает в канализацию.

Существенным недостатком этого типа оросительного конденсатора является очень значительная длина шланг и крайне затрудненный отвод сконденсированного агента: нижние ряды труб затоплены жидким аммиаком, и процесс конденсации в них происходит с очень плохим использованием охлаждающей поверхности. При разности температуры конденсации холодильного агента t и температуры отходящей с конденсатора охлаждающей воды t_{w2} в $3-4^\circ\text{C}$ интенсивность использования поверхности конденсатора не превосходит $1400 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$. В оросительном конденсаторе этого типа вес, отнесенный к нагрузке в 1000 ккал/час , составляет $36-40 \text{ кг}$, что почти в $2,5-3$ раза превосходит вес горизонтально-трубных оросительных конденсаторов интенсивного действия американского типа с нижним вводом паров аммиака и промежуточным отводом жидкости. В настоящее время горизонтально-трубные оросительные конденсаторы Линде представляют собой явно устаревший тип; производство конденсаторов этого типа в интересах экономии металла в СССР прекращено.

Наряду с горизонтально-трубными оросительными конденсаторами О-вом машин Линде в последнее десятилетие стали выполняться вертикально-трубные оросительные конденсаторы (фиг. 167), имеющие то преимущество, что образующийся в вертикальных трубах конденсат очень быстро стекает вниз: однако использование охлаждающей воды происходит в них крайне несовершенно, так как последняя очень плохо распределяется на вертикальной поверхности труб и уносится ветром с оголением значительной части поверхности; благодаря этому обстоятельству вертикально-трубные оросительные конденсаторы требуют в работе значительно большего добавления свежей охлаждающей воды. Достоинством конструкции является малая занимаемая конденсатором площадь. Конструкция

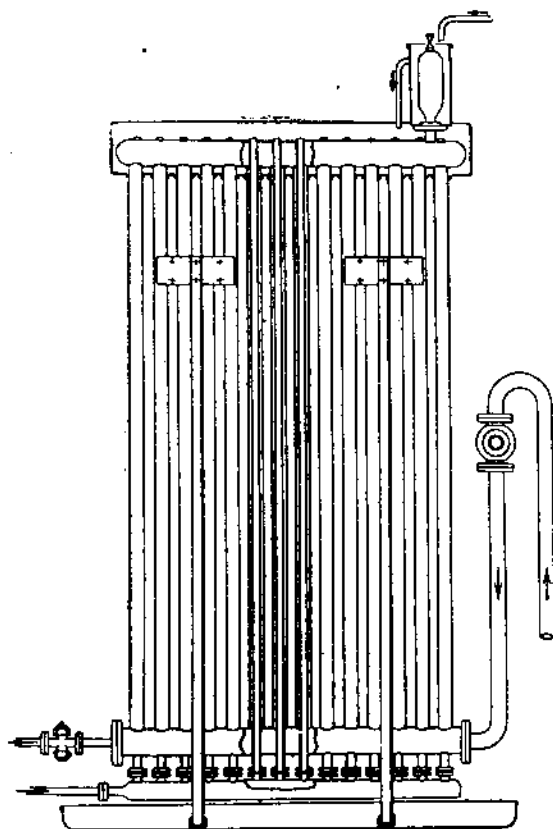
конденсатора видна из фиг. 167; секция вертикально-трубного оросительного конденсатора состоит из вертикальных двухдюймовых труб *z*, вваренных в верхний и нижний коллекторы *m* и *n*. Коллектор каждой секции выполняется по длине составным из нескольких частей и собирается на фланцевых соединениях. Подвод газообразного аммиака производится в штуцер *d* петель сверху во избежание заливки нагнетательного трубопровода жидкостью; через поперечный коллектор *e* газообразный аммиак



Фиг. 167. Вертикально-трубный оросительный конденсатор Линде.

распределяется по секциям конденсатора, поднимается по вертикальным трубам вверх навстречу стекающему вниз по внутренним стенкам труб жидкому аммиаку. Сконденсировавшийся аммиак собирается в коллекторе жидкого аммиака *f*, являющемся сборником жидкого аммиака и отчасти переохладителем; через трубку *h* жидкий аммиак отводится к регулирующему вентилю. Сборник жидкого аммиака при помощи водораспределительного желоба *g* орошается свежей охлаждающей водой, причем температура достигнутого переохлаждения измеряется при помощи термометрового вставка *l*. На стойках устанавливается водораспределительный бачок *b*,

из которого вода открытыми желобами с зубчатыми верхними пере-
 живными кромками распределяется по отдельным секциям. В верхней части
 конденсатора устраивается общий отстойник для отвода воздуха *k*, охва-
 ченный водяной рубашкой *l* с



Фиг. 168. Вертикально-трубный оросительный кон-
 денсатор Линде из двойных труб.

протоком через нее свежей ох-
 лаждающей воды до ее поступ-
 ления в водораспределительный
 бак *b*; благодаря конденсирую-
 щему действию свежей воды вы-
 пуск воздуха из отстойника *k*
 производится с наименьшей по-
 терей аммиака. Если в гори-
 зонтально-трубном оросительном
 конденсаторе расходуемое коли-
 чество добавочной свежей воды
 составляет обычно от 10 до 30%
 расхода охлаждающей воды обык-
 ного конденсатора, работающего
 только за счет нагревания ох-
 лаждающей воды, то в вертикаль-
 но-трубном конденсаторе расход
 добавочной свежей воды состав-
 ляет от 50 до 70% того же рас-
 хода. По данным фирмы интен-
 сивность использования поверх-
 ности вертикально-трубного кон-
 денсатора Линде составляет
 2 200—2 800 кал/м² час в зависи-
 мости от расхода добавочной све-
 жей воды в указанных выше пре-
 делах. Размеры выполняемых
 заводом „Компрессор“ конденса-
 торов этого типа приведены в
 табл. 29. Таким образом верти-
 кально-трубные оросительные
 конденсаторы, являясь более вы-
 годными по сравнению с гори-

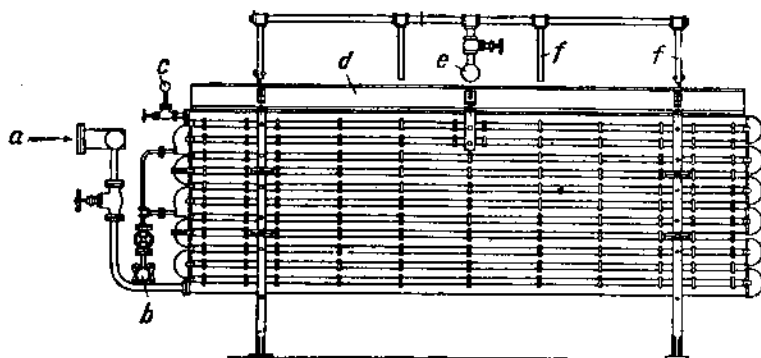
зонтально-трубными в отношении веса, трудоемкости конструкции и зани-
 маемой конденсатором площади, в эксплуатационном отношении уступают
 горизонтально-трубным, поглощая в работе значительно большее количе-

Таблица 29.

Вертикально-трубные оросительные конденсаторы Линде (фиг. 167).

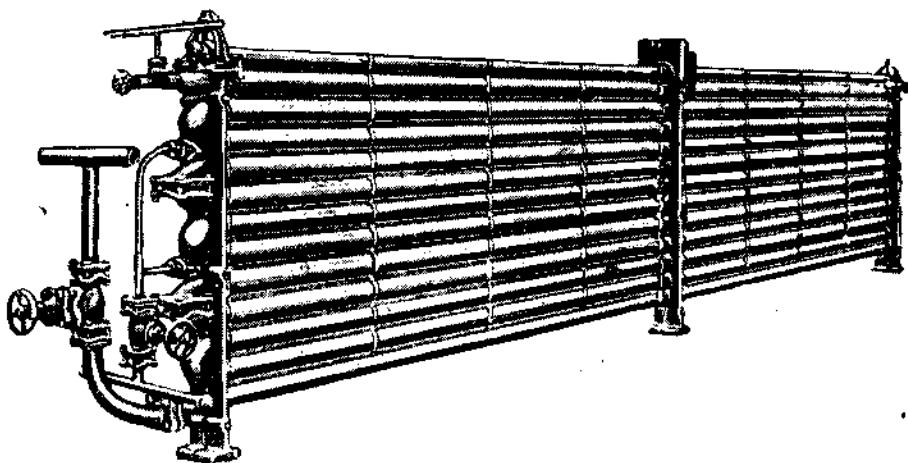
№	Нагрузка конденса- тора кал/час	Поверх- ность кон- денсатора м ²	Число секций	Размеры конденсатора			Вес конденсатора кг		Занимаемая площадь на 1 000 кал м ²
				длина м	ширина м	высота м	общий	на 1 000 кал	
1	248 000	112	2	8,1	4,0	6,685	9 100	38,2	0,136
2	370 000	168	3	8,1	5,0	6,685	11 750	31,8	0,11
3	460 000	210	3	9,43	5,0	6,685	14 600	31,8	0,103
4	493 000	224	4	8,1	6,0	6,685	15 200	30,9	0,099
5	740 000	336	6	8,1	8,0	6,685	20 000	27,0	0,0875
6	985 000	448	8	8,1	10,0	6,685	24 800	25,2	0,082
7	700 000	317	6	7,7	8,0	6,685	19 029	27,2	0,088
8	927 000	422	8	7,7	10,0	6,685	23 766	25,7	0,082

ство добавочной свежей воды. На фиг. 168 показан вариант осуществления вертикально-трубного оросительного конденсатора в соединении с двух-трубным. Охлаждающая вода, проходя из нижнего водяного коллектора по внутренним трубам в верхний водораспределительный желоб, орошает затем вертикальные аммиачные трубы снаружи.



Фиг. 169. Горизонтально-трубный противоточный оросительный конденсатор интенсивного действия с нижним вводом аммиака, с верхним и промежуточным отводами жидкости.
a — вход пара; b — выход жидкости; c — спуск воздуха; d — желоб для воды; e — подвод воды f — распределитель воды.

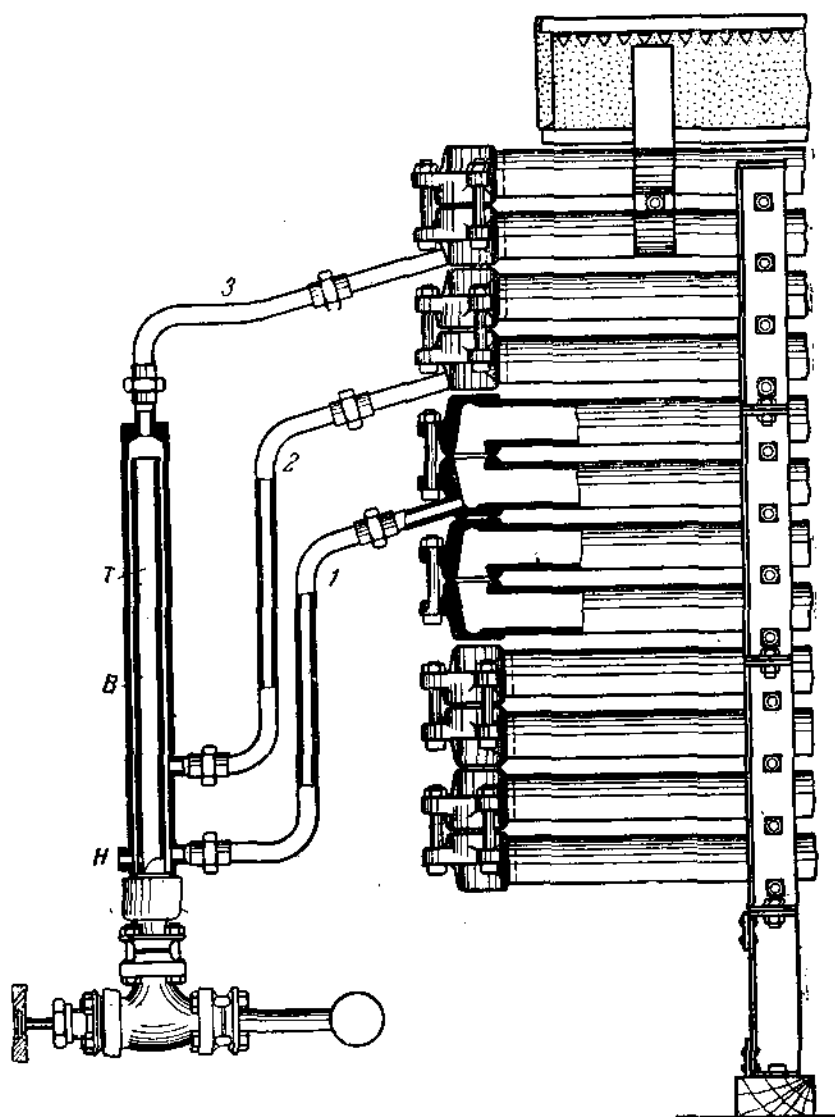
На фиг. 169 показан горизонтально-трубный противоточно-оросительный конденсатор интенсивного действия с нижним вводом газообразного аммиака, с верхним и промежуточным отводами жидкости. Конденсаторы этого типа выполняются крупнейшими заводами де-ла-Вернь, Карбондейль, Фрик, Вильтер и др., а в последние годы стали выполняться и в Европе, совершенно вытесняя с рынка горизонтально-оросительные конденсаторы



Фиг. 170. Внешний вид секции противоточно-оросительного конденсатора де-ла-Вернь.

Линде с верхним вводом газообразного аммиака, требующие при одинаковой нагрузке почти в три раза большей охлаждающей поверхности. Сбив перегрева происходит в нижних рядах труб за счет частичного испарения сконденсированной жидкости путем непосредственного с ней соприкосновения, причем происходит интенсивное отделение и отвод масла; промежуточный отвод жидкости позволяет использовать всю охлаждающую поверхность только для процесса конденсации. Конструктивное выполнение этих конденсаторов приняло в Америке почти стандартные формы. Заводы де-ла-Вернь, Карбондейль, Фрик и Вильтер выполняют

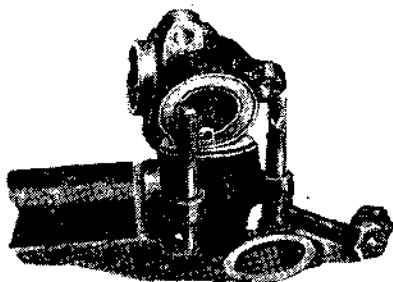
секции совершенно тождественными из 12 рядов труб с условным диаметром прохода 2 дюйма и длиной по 6,1 м ($F=13,86 \text{ м}^2$), соединяемых между собою на фитингах. Трубы крепятся на специальных стойках, которые по высоте выполняются составными в целях облегчения монтажа и транспорта секций конденсатора. В отношении же числа отводов, мест (по рядам труб) и конструкций отводов между заводами единства нет, завод де-ла-Вернь осуществляет отвод из 6, 9 и 12 рядов труб (считая



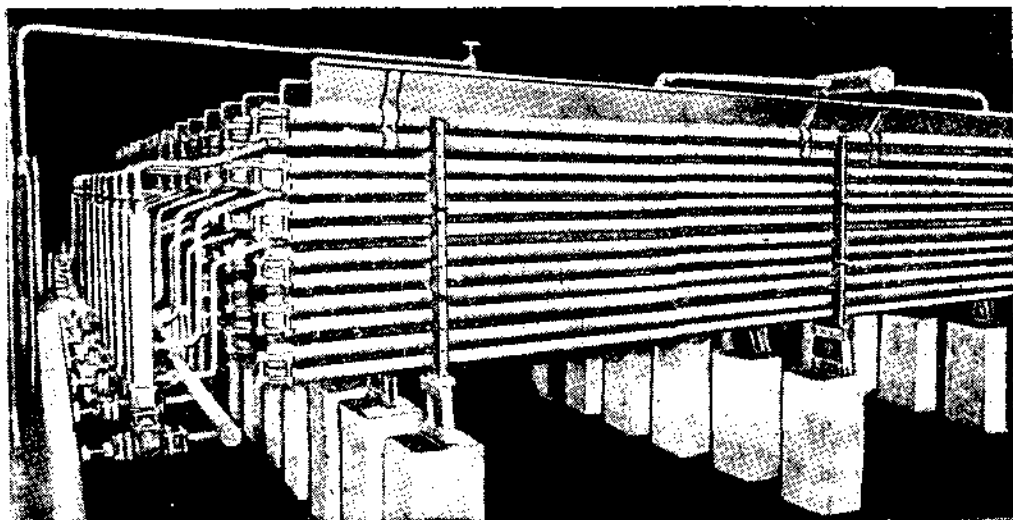
Фиг. 171. Секция противоточно-оросительного конденсатора завода Карбондейль.

снизу по движению агента), завод Карбондейль — из 7, 9 и 11, завод Фрик — из 4, 8 и 10, завод Вильтер — из 6, 10 и 12 рядов; конструктивное выполнение отводов жидкости у различных фирм также своеобразно. Из фиг. 170, представляющей собою внешний вид секции противоточно-оросительного конденсатора де-ла-Вернь, видно, что выбор мест отвода жидкости продиктован чередованием целых и разъемных фитингов (соединение с трубами на резьбе).

На фиг. 171 показана конструкция секции противоточно-оросительного конденсатора с промежуточным отводом жидкости завода Карбондейля на фиг. 172 — его разъемные фитинги, приспособленные под приварку труб; преимущество такого соединения труб с фитингами перед соединением на резьбе заключается в возможности применения труб с уменьшенной толщиной стенки и связанной с ней экономией металла. Отвод жидкости из промежуточных рядов труб в кольцевую щель, образуемую двумя вставленными друг в друга трубками в вертикальной колонке у каждой секции, имеет своей целью создать в ней жидкостный затвор, исключающий возможность перетекания пара по спускным жидкостным трубам, могущего совершенно нарушить отвод жидкости. На фиг. 173 показан общий вид многосекционного противоточно-оросительного конденсатора Карбондейля. Расстояние между секциями обычно составляет 560—610 мм.

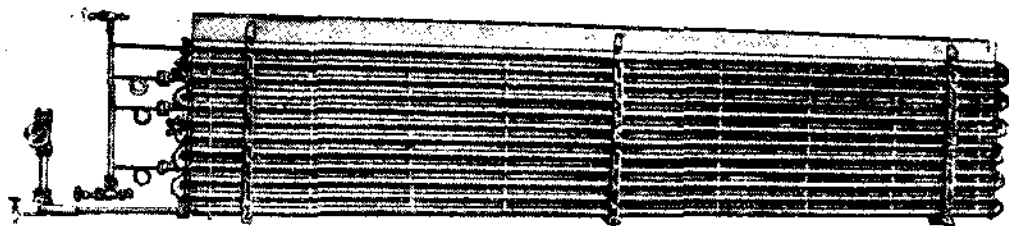


Фиг. 172. Разъемные фитинги Карбондейля, приспособленные под приварку труб.



Фиг. 173. Общий вид многосекционного противоточно-оросительного конденсатора Карбондейля.

На фиг. 174 показан общий вид противоточно-оросительного конденсатора Фрика, в котором на линии промежуточного отвода жидкости



Фиг. 174. Общий вид противоточно-оросительного конденсатора Фрика.

устроены петли, создающие жидкостные затворы, препятствующие проникновению через них пара.

На фиг. 175 показаны применяемые заводом Йорк конструкции составных штампованных стоек для крепления секционных труб оросительных конденсаторов. На фиг. 176 показаны конструкции резьбовых фитингов Йорка для соединения секционных труб, а на фиг. 177 — та же конструкция фитинга со штуцером для отвода жидкости.

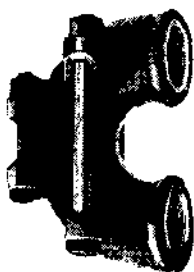


Фиг. 175. Штампованные разъемные стойки для крепления секционных труб оросительных конденсаторов завода Йорк.

Анализ тепловых сопротивлений в оросительном конденсаторе от аммиака к воде может основываться на опытах Макинтайра в Иллинойском университете над оросительным конденсатором с промежуточным отбором жидкости. Опыты производились при работе конденсатора в закрытом помещении, причем влияние испарения было сведено к минимуму близостью температур воды и воздуха. Определялся коэффициент теплопередачи от аммиака к воде (а не к воздуху), который в пределах данных опытов изменялся приблизительно линейно в зависимости от интенсивности орошения $2g_{WE}$ (л/м час) на единицу длины желоба (при двухстороннем орошении стенки конденсатора)

$$k = 850 + 0,62 \cdot (2g_{WE}). \quad (71)$$

Эта линейная зависимость является действительной лишь на определенном участке $500 < g_{WE} < 1200$ л/м час (соответственно $2g_{WE}$ от 1000 до 2400 л/м час), и тем более нельзя считать, что при $g_{WE} = 0$ k может достигать $850 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}$.



Фиг. 176.



Фиг. 177.

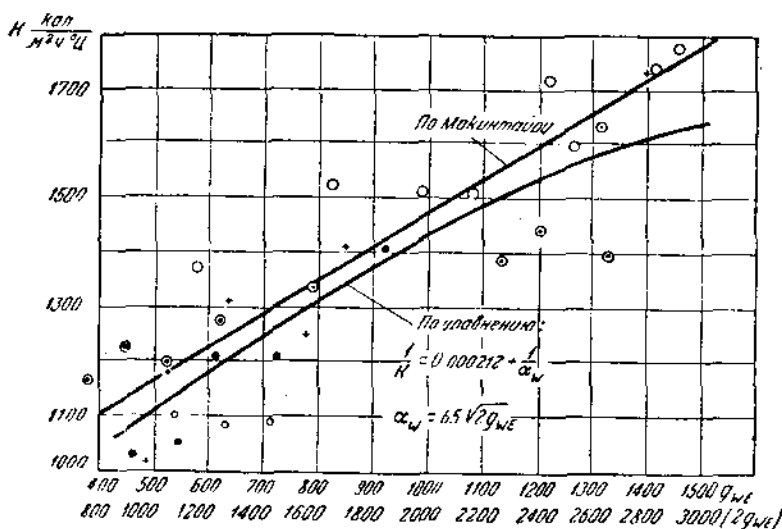
Подлинные точки, выявленные нами по другим графикам Макинтайра, дают картину, выраженную графиком фиг. 178. Они точнее могут быть огражены нанесенной там же кривой, построенной, исходя из уравнения,

$$\alpha_w = 65 \sqrt{(2g_{WE})} = 92 \sqrt{g_{WE}} \quad (72)$$

которым мы и рекомендуем пользоваться.

Принятые по уравнению (72) значения α_w близки к значениям по Вандер-Плугу. Более крутой характер протекания кривой вполне объясним большей турбулентностью при стекании воды по горизонтальным трубам,

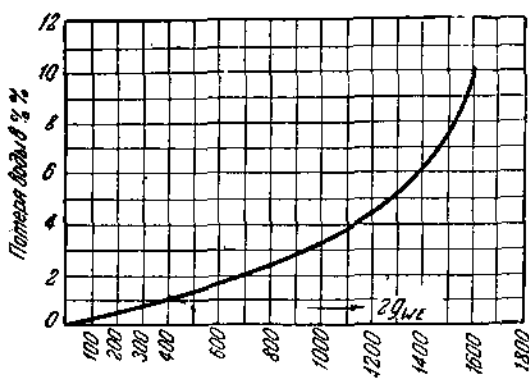
даже при наличии между трубами промежуточных направляющих полос (фиг. 184), чем в специально-профилированных охладителях молока, испытывавшихся Ван-дер-Плугом; меньшие значения α_w при малом удельном орошении могут получаться от неполного использования поверхности из-за



Фиг. 178. Зависимость в противоточно-оросительном конденсаторе коэффициента теплопередачи от интенсивности орошения ($2g_{WE}$).

недостаточного орошения, что наблюдается повседневно в оросительных конденсаторах. Верхний предел орошения ограничивается появлением большего разбрызгивания воды (фиг. 179) даже при наличии улавливающих воду щитков. Американская практика устанавливает практическую норму орошения ($2g_{WE} = 1100 \pm 200$ л/час на 1 пог. м водораспределительного желоба).

Коэффициенты теплопередачи в условиях практической работы с неизбежными отложениями на стенках масла и водяного камня уменьшаются, причем это уменьшение дает себя наиболее заметно чувствовать в аппаратах наиболее интенсивного действия. Если под влиянием слоя масла толщиной δ_1 тепловое сопротивление стенок возрастает на величину $\frac{\delta_1}{\lambda_1}$, то отношение коэффици-



Фиг. 179.

ентов теплопередачи в условиях действительной и теоретической теплопередачи составит

$$\frac{k_{действ}}{k_{теор}} = \frac{\frac{1}{\alpha_{NH_3}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w}}{\frac{1}{\alpha_{NH_3}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_1}{\lambda_1}} = \frac{1}{1 + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \cdot k_{теор}}. \quad (73)$$

Приняв толщину масляного слоя $\delta_1 = 0,0001$ м и $\lambda = 0,1$ ккал/м час °С, имеем:

Для $k_{теор} = 1000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}$ $\frac{k_{действ}}{k_{теор}} = \frac{1}{1 + 0,001 \cdot 1000} = 0,5$,

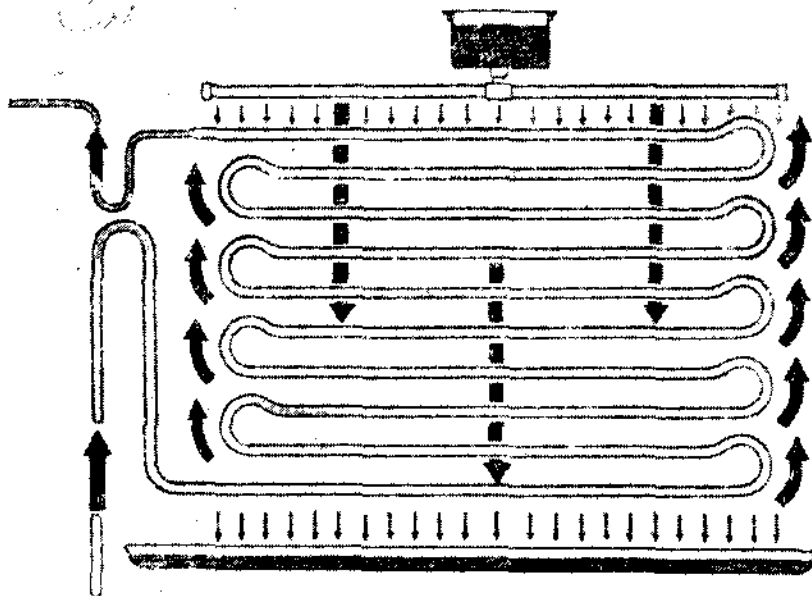
т. е. имеем уменьшение коэффициента теплопередачи на 50%.

Для $k_{теор} = 200 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}$ $\frac{k_{действ}}{k_{теор}} = \frac{1}{1 + 0,001 \cdot 200} = 0,835$,

т. е. уменьшение коэффициента составляет всего 16,5%.

Учитывая то обстоятельство, что в определенных Макинтайром коэффициентах теплопередачи некоторая, хотя и очень небольшая, часть загрязнений охлаждающей поверхности все же учтена, можно в качестве практического коэффициента теплопередачи для противоточно-оросительного конденсатора с промежуточным отводом жидкости принимать в среднем:

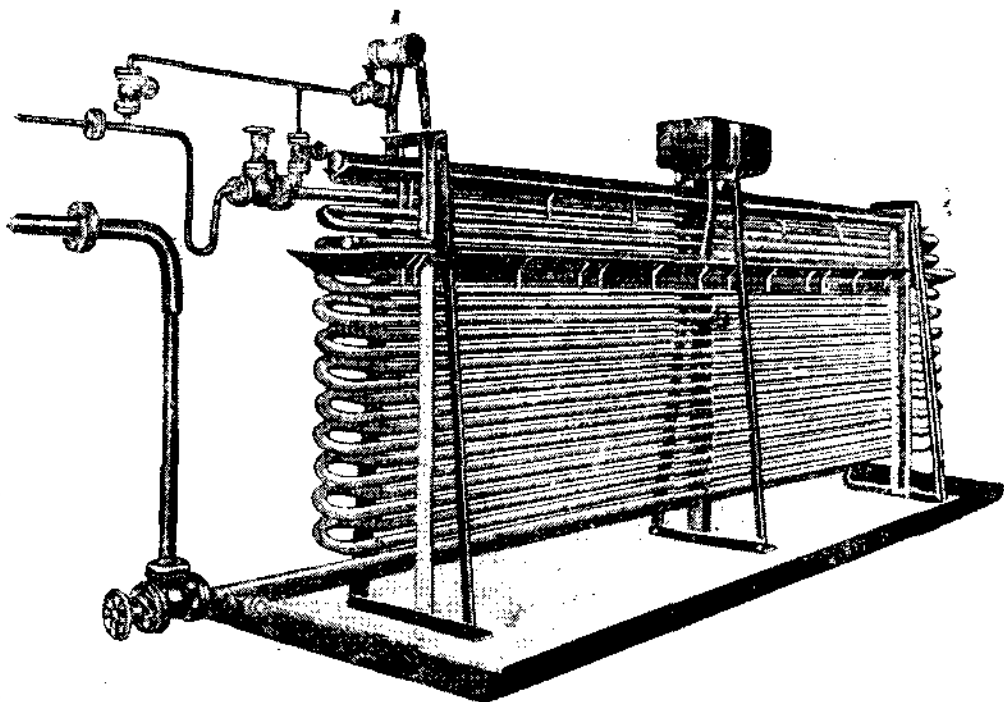
$$k = 1000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}.$$



Фиг. 180. Схема противоточно-оросительного конденсатора Блок.

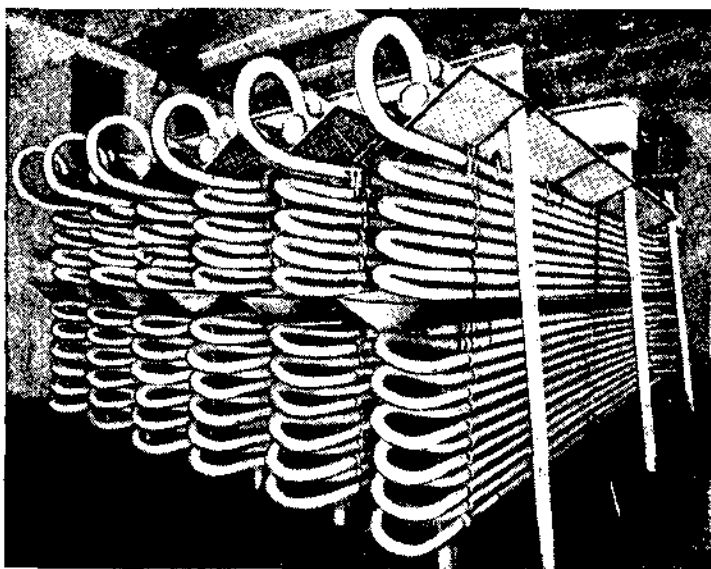
При среднем температурном перепаде между аммиаком и водой в 5° практическая теплоотдача конденсатора составляет около $5000 \text{ кал/м}^2 \text{ час}$.

Значительное распространение как в Америке, так и в Европе получили противоточно-оросительные конденсаторы Блока. Схема конденсатора Блока показана на фиг. 180; он также имеет нижний ввод газообразного аммиака через петлю, устраняющую возможность попадания жидкого аммиака в нагнетательный трубопровод компрессора, и верхний отвод жидкого аммиака. Конденсатор этот не имеет промежуточного отвода жидкости, но имеет специальные колена, препятствующие стоку жидкого аммиака из вышележащей горизонтальной трубы в нижележащую. Общий вид конденсатора Блока, состоящего из одной секции (завод Фрейндлих в Германии), показан на фиг. 181. Над конденсатором установлен воздухоотборник для отвода воздуха из наиболее возвышенных точек жидкостного трубопровода. Обычно над секцией конденсатора устанавливается горизонтальная труба большого диаметра, являющаяся сборником жидкого аммиака. Из общего вида многосекционного оросительного конденсатора Блока (фиг. 182) хорошо видны коллекторы жидкого аммиака над каждой секцией и сложная форма изгибов труб при переходе аммиака из нижележащей горизонтальной трубы в выше-



Фиг. 181. Противоточно-оросительный конденсатор Блок завода Фрейндлих.

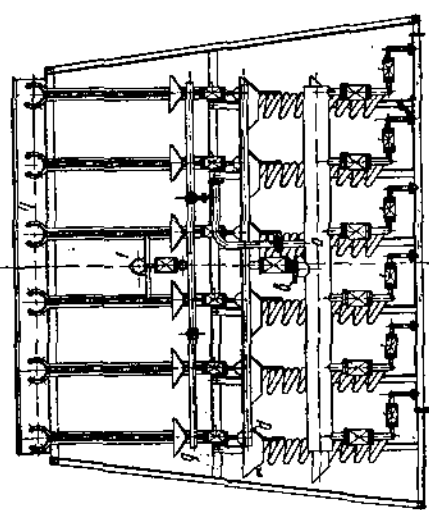
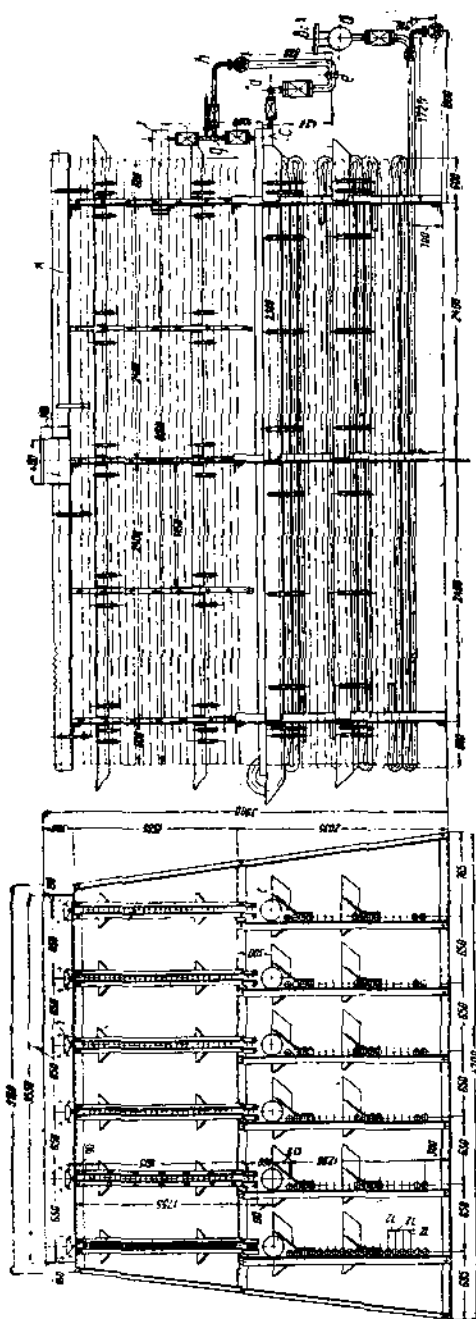
лежащую. На фиг. 183 показан противоточно-оросительный шестисекционный конденсатор Блока с расположенной над ним градирней для охлаждения воды. Газообразный аммиак поступает в нижний коллектор *a* через штуцер *b* и распределяется затем по отдельным секциям; сконденсированный аммиак выбрасывается из каждой секции в расположенную над ней аммиачную трубу *c* увеличенного диаметра, являющуюся сборником жидкого аммиака



Фиг. 182. Общий вид многосекционного противоточно-оросительного конденсатора Блока завода Фрейндлих.

для каждой секции. Из сборников с жидкий аммиак собирается в жидкостный коллектор *d*, откуда через жидкостный затвор *e* поступает в трубопровод к регулирующей станции. Каждая секция конденсатора может быть выключена при помощи запорных вентилях при входе и выходе из нее аммиака. Над конденсатором установлен общий воздушный сборник *f*, воздух из которого удаляется при помощи автоматического воздухоотделителя (гл. X). Отвод воздуха в воздушосборник производится из верхних штуцеров сборников с жидкого аммиака через уравнильный трубопровод *g* и из высших точек жидкостного трубопровода через трубку *h* диаметром $\frac{1}{2}$ дюйма.

Орошение конденсатора водой производится из водораспределительного бачка *i* и системы водораспределительных желобов *k*. Ввиду того что поверхность оросительного конденсатора интенсивного действия является уже недостаточной для охлаждения циркулирующей на конденсаторе воды как путем частичного ее испарения, так и путем непосредственного соприкосновения с воздухом, недостающая поверхность испарения создается путем устройства на конденсаторе градирни для охлаждения циркулирующей воды. В данном случае над каждой секцией создается дополнительная поверхность, образуемая из дубовых

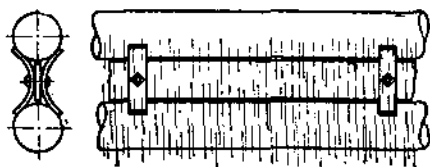


Фиг. 183. Противоточно-оросительный конденсатор блока поверхностью охлаждения 125 м² с градирней.

стержней диаметром 50 мм в виде плоской системы, подобной секции конденсатора из железных труб.

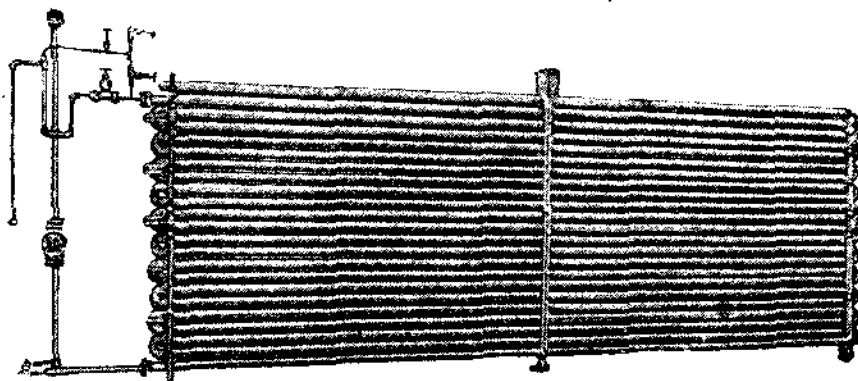
Во избежание уноса воды на каждой секции конденсатора и на каждой секции градирни с обеих сторон установлены уловители для воды.

Некоторые фирмы устанавливают на оросительных конденсаторах между трубами направляющие полосы из листового железа (фиг. 184) с целью создания непрерывного водяного слоя и уменьшения разбрызгивания охлаждающей воды; однако эти полосы затрудняют проток воздуха и уменьшают испарение воды.



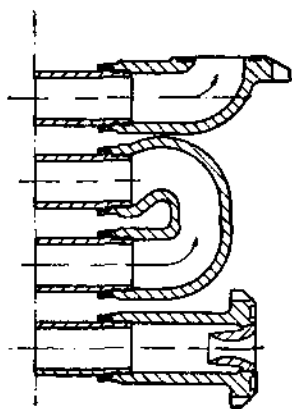
Фиг. 184.

На фиг. 185 и 186 показана конструкция противоточно-оросительного конденсатора Блока в изготовлении английского завода Л. Стерн. Здесь трудная операция изгиба труб в двух плоскостях заменяется сборкой прямых труб на стальных фитингах с резьбой; конструкция примененных фитингов позволяет осуществить компактную конструкцию конденсатора благодаря близкому расположению труб друг к другу и одновременно исключает возможность обратного перетекания сконденсиро-



Фиг. 185. Противоточно-оросительный конденсатор Блока в исполнении завода Стерн.

рованной жидкости из вышележащей трубы в нижележащую; конструкция конденсатора требует применения труб с утолщенной стенкой под соединение на резьбе. Конденсатор завода Л. Стерн не имеет своего сборника жидкого аммиака над каждой секцией, а сконденсированный агент отводится в общий ресивер, устанавливаемый на поддоне конденсатора фиг. 187.



Фиг. 186.

Конденсатор Блока по принципу своего действия является полной противоположностью всем остальным интенсивным конденсаторам: вместо облегченного отвода жидкости с теплопередающей поверхности он заставляет весь пар проходить через жидкость, интенсивно перемещиваясь с ней. Исследовательские данные по его рабочему процессу отсутствуют, неизвестно даже распределение давления в разных зонах змеевика. Можно, однако, предположить, что в нем при нормальной работе имеет место стекание конденсата сверху вниз, но проходящий навстречу пар подхватывает эту жидкость, разбрасывает ее по стенкам, и в результате получается подъем вверх пузыристой паро-жидкостной смеси. Здесь, очевидно, имеет место со-

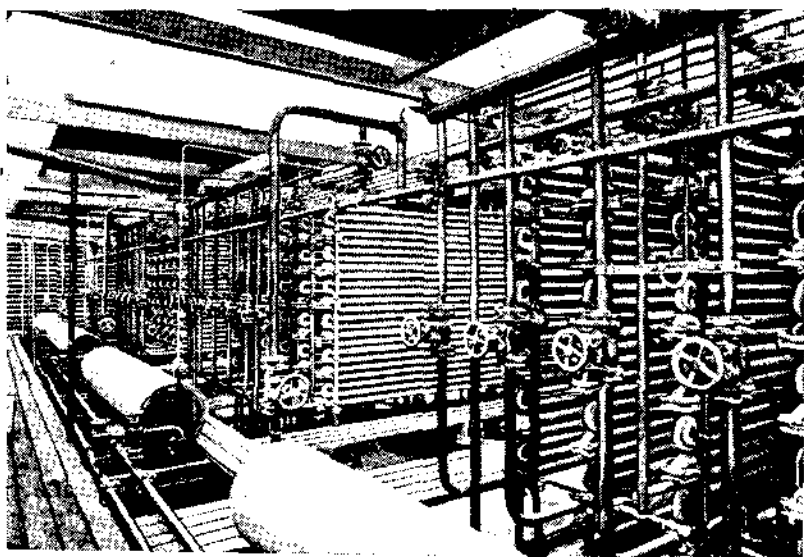
противление теплоперехода от жидкости к стенке, сопротивление же теплоперехода от парообразного аммиака к жидкости, в особенности при образовании пузыристой смеси, совершенно ничтожно. Несмотря на наличие

Таблица 30.

Противоточно-оросительные конденсаторы Блока.

№ по пор.	Нагрузка конденсатора <i>ккал/час</i>	Поверхность конденсатора <i>м²</i>	Число секций	Размеры конденсатора			Количество орошающей конденсатор воды <i>м³/час</i>
				длина <i>м</i>	ширина <i>м</i>	высота <i>м</i>	
1	100 000—125 000	28,2	1	7,9	1,05	2,6	14—21
2	200 000—250 000	56,4	2	8,1	1,8	2,6	25—42
3	300 000—375 000	84,6	3	8,57	2,4	2,6	40—65
4	400 000—500 000	112,8	4	8,57	3,0	2,6	55—90
5	500 000—625 000	141,0	5	8,57	3,6	2,6	70—100
6	600 000—750 000	169,2	6	8,57	4,2	2,6	80—130

пузырей, к стенке при способности ее смачиваться из-за поверхностного натяжения прилегает все же жидкость, а не пар. Сопротивление теплоперехода от жидкости к стенке зависит от скорости, которая должна быть в данном случае довольно значительной, пока весь пар не сконденсируется



Фиг. 187. Установка оросительных конденсаторов Блока завода Стери.

в жидкость, в особенности, при большом числе труб по высоте. Предел числу труб кладет возрастание гидравлического сопротивления прохождению аммиака. Это сопротивление в конденсаторе Блока довольно значительно и весьма неустойчиво, почему параллельная работа ряда секций дает иногда значительно более высокое давление конденсации и пониженный коэффициент теплопередачи по сравнению с расчетным для одной секции. Значительное возрастание давления p имеет место и при недостаточном наполнении системы аммиаком; вероятно, при этом в отличие от пузырьистой массы при нормальной работе образуется ряд гидравлических затворов. Некоторое указание на порядок величины α'' в конденсаторе Блока дают опыты Гольборна и Диттенбергера (гл. VIII, § 2), которые при исследовании теплоперехода от стенки к кипящей жидкости попутно определили коэффициенты теплоперехода от насыщенной пузырями жидкости к стенке и нашли очень близкие значения α'' в обоих случаях, а именно:

а) при кипении

$$\alpha'' = \frac{10\,000}{1,022 + \frac{7\,820}{q_F}}, \quad (74)$$

б) при охлаждении насыщенной пузырями жидкости

$$\alpha'' = \frac{10\,000}{0,878 + \frac{q_F}{9\,860}}. \quad (75)$$

В качестве практического коэффициента тепл. передачи для конденсатора Блока можно принимать в среднем $k = 500 \text{ кал/м}^2\text{час}^\circ\text{Ц}$.

Расчет оросительного конденсатора¹.

В оросительном конденсаторе вода стекает вниз по трубам, отнимает тепло от холодильного агента, конденсирующегося по другую сторону стенки трубы, и одновременно отдает тепло воздуху путем непосредственного с ним соприкосновения и испарением воды. При работе оросительного конденсатора только на испарение воды вся стекающая в поддон вода забирается циркуляционным насосом и поднимается снова в водораспределительный бак для орошения конденсатора; испаряющаяся вода должна при этом непрерывно возмещаться. При наличии достаточного количества свежей воды часть нагретшейся воды выбрасывается и заменяется свежей; циркуляционный насос в этом случае подает вверх из поддона лишь часть циркуляционной воды. Так как выброшенная вода практически всегда оказывается более теплой, чем добавленная свежая, то она уносит с собой часть отводимого в конденсатор тепла, а остальная часть тепла должна быть отдана воздуху путем испарения во время орошения. Мы имеем в данном случае смешанное охлаждение свежей водой и испарением воды в воздух. В связи с последним необходимо установление свойств влажного воздуха.

Состояние влажного воздуха характеризуется давлением p , температурой t и влагосодержанием x . Влагосодержание есть весовое соотношение между водяным паром и воздухом, т. е. показывает, какое количество водяного пара примешано к 1 кг воздуха. Давление p по закону Дальтона равно сумме парциальных давлений пара p_d и воздуха p_a . Между влагосодержанием и парциальными давлениями существуют (по Молье) следующие соотношения:

$$x = 0,622 \frac{p_d}{p_a} = 0,622 \frac{p_d}{p - p_d}. \quad (76)$$

Парциальное давление пара не может выходить за пределы давления насыщения p_d^* , соответствующего температуре смеси t .

Максимальное влагосодержание не может, таким образом, выходить за пределы

$$x'' = 0,622 \cdot \frac{p_d^*}{p - p_d^*}. \quad (77)$$

Воздух с таким максимальным влагосодержанием считается „насыщенным“ водяными парами.

¹ F. Merkel, Z. f. d. g. K. L., 1927, Н. 2—3.

Под степенью насыщения ψ подразумевается отношение наличного в воздухе влагосодержания x к насыщающему воздух при той же температуре влагосодержанию x'' .

$$\psi = \frac{x}{x''}. \quad (78)$$

Эта величина для технических расчетов более удобна, чем принятая в метеорологии относительная влажность φ , которая означает отношение наличного парциального давления пара p_d к давлению насыщения при той же температуре p_d'' . Между степенью насыщения и относительной влажностью существует соотношение

$$\psi = \varphi \cdot \frac{p - p_d''}{p - p_d}. \quad (79)$$

Степень насыщения поэтому всегда меньше, чем относительная влажность. При невысоких температурах разница между ними незначительна.

В дальнейшем важно установить теплосодержание влажного воздуха; мы будем относить его к 1 кг воздуха или к $(1 + x)$ кг смеси:

$$i = c_{pt} \cdot t + (r_0 + c_{pd} \cdot t) \cdot x, \quad (80)$$

где $c_{pt} = 0,24 \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}$ — теплоемкость сухого воздуха, $c_{pd} = 0,46 \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}$ — теплоемкость водяного пара, которую мы в рассматриваемых пределах температур можем принимать постоянной, $r_0 = 595 \text{ ккал/кг}$ — скрытая теплота парообразования при 0°C .

Тогда

$$i = 0,24 \cdot t + (595 + 0,46 \cdot t) \cdot x \text{ (ккал/кг)} \quad (81)$$

или, обозначая через

$$c'_p = 0,24 + 0,46 \cdot x \quad (82)$$

теплоемкость влажного воздуха, отнесенную к 1 кг воздуха или $(1 + x)$ кг смеси,

$$i = c'_p \cdot t + 595 \cdot x. \quad (83)$$

При расчете оросительного конденсатора мы можем отвлечься от изменения барометрического давления p и принимать его равным 1 атм.

Расчеты в значительной мере упрощаются при пользовании i -диаграммой Молье.

Над поверхностью воды площадью F и температуры t_w проходит воздух температуры t_l и влагосодержанием x . От охлаждающей воды передается воздуху путем непосредственного с ним соприкосновения количество тепла

$$Q_l = \alpha \cdot F \cdot (t_w - t_l) \text{ (ккал/час)}. \quad (84)$$

Коэффициент теплоперевода α ($\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$) зависит, главным образом, от относительной скорости движения воды и воздуха. На поверхности воды мы имеем водяной пар при давлении насыщения, соответствующем температуре циркуляционной воды. Следовательно, частицы воздуха, соприкасающиеся с водяной поверхностью, имеют влагосодержание x'' насыщенного воздуха при температуре воды t_w . В протекающем мимо слое воздуха господствует более низкое парциальное давление пара, соответствующее влагосодержанию x . Тогда под влиянием диффузии и конвекции водяной пар с поверхности переходит в воздух. При этом перенос водяного пара происходит совершенно так же, как и при теплопередаче, так как диффузия и теплопередача подчиняются аналогичным законам. Количество влаги, переданное воздуху, составит:

$$G_w = \sigma \cdot F \cdot (x'' - x) \text{ (кг/час)} \quad (85)$$

Коэффициент испарения σ ($\text{кг}/\text{м}^2 \text{ час}$) зависит в первую очередь от относительной скорости движения воды и воздуха.

Для испарения в час G_w (кг) воды необходима затрата тепла

$$Q_r = r \cdot G_w \text{ (кал/час)}, \quad (86)$$

которое отнимается у охлаждающей воды; r — скрытая теплота парообразования 1 кг воды при температуре t_w °C. Мы можем в наших пределах температур принять $r = i_d - t_w$, где

$$i_d = 595 + 0,46 \cdot t_w. \quad (87)$$

Тогда

$$r = 595 - 0,54 \cdot t_w. \quad (88)$$

Всего вода теряет количество тепла

$$Q = Q_i + Q_r \text{ (кал/час)}. \quad (89)$$

Делая подстановку из уравнений (84), (85) и (86), имеем

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_w - t_i) + \sigma \cdot r \cdot F \cdot (x'' - x) \text{ (кал/час)},$$

или

$$Q = \sigma \cdot F \cdot \left[\frac{\alpha}{\sigma} \cdot (t_w - t_i) + r \cdot (x'' - x) \right] \text{ (кал/час)}. \quad (90)$$

Льюис (Lewis) показал, что между коэффициентом теплоперехода α и коэффициентом испарения σ существует простое соотношение

$$\frac{\alpha}{\sigma} = c'_p, \quad (91)$$

где $c'_p = 0,24 + 0,46 \cdot x$ представляет собой теплоемкость влажного воздуха, проходящего над водой, отнесенную к $(1 + x)$ кг смеси.

После подстановки уравнения (91) в уравнение (90) имеем:

$$Q = \sigma \cdot F \cdot [c'_p \cdot (t_w - t_i) + r \cdot (x'' - x)],$$

а приняв:

$$\begin{aligned} r &= 595 - 0,54 \cdot t_w, \\ c'_p &= 0,24 + 0,46 \cdot x, \\ i &= 0,24 \cdot t_i + (595 + 0,46 \cdot t_i) \cdot x, \\ i'' &= 0,24 \cdot t_w + (595 + 0,46 \cdot t_w) \cdot x'', \end{aligned}$$

имеем

$$Q = \sigma \cdot F [i'' - i - (x'' - x) \cdot t_w], \quad (92)$$

а так как по уравнению (85) $\sigma \cdot F (x'' - x) \cdot t_w = G_w \cdot t_w$, то

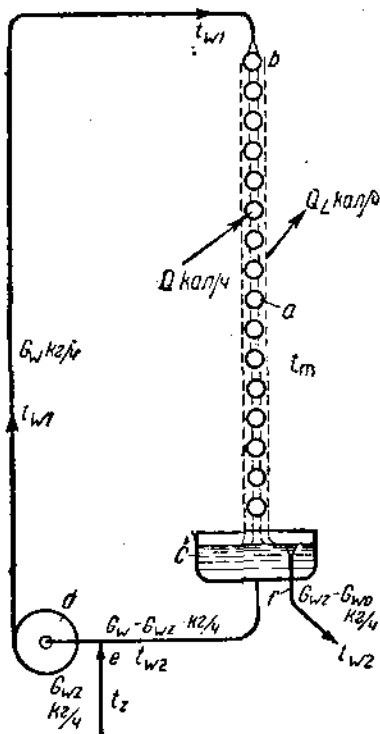
$$Q = \sigma \cdot F (i'' - i) - G_w \cdot t_w. \quad (93)$$

В этом уравнении первый член $\sigma \cdot F \cdot (i'' - i)$ означает увеличение теплосодержания проходящего воздуха, а второй член $\sigma \cdot F (x'' - x) \cdot t_w = G_w \cdot t_w$ — теплосодержание испаряемой воды. Таким образом увеличение теплосодержания воздуха больше того количества тепла, которое отнято у воды при испарении. Так как член $(x'' - x) \cdot t_w$ по отношению к $i'' - i$ всегда очень мал и соотношение между ними мало изменяется, мы можем принять вместо уравнения (92)

$$Q = \sigma' \cdot F \cdot (i'' - i), \quad (94)$$

причем $\frac{\sigma'}{\sigma} = 1 - \frac{x'' - x}{i'' - i} \cdot t_w$ всегда меньше 1 и для температур воды между 20 и 40° C составляет около 0,95, пока температура воздуха ниже температуры воды. Уравнение (94) является для нас очень удобным, так как содержит в себе только теплосодержание воздуха, а не его влагосодержание.

Обращаемся к схеме (фиг. 188) открытого оросительного конденсатора. В ней a — трубы оросительного конденсатора, по которым стекает вода из водораспределительных желобов; стекающая вода, с одной стороны, воспринимает тепло от конденсирующегося в трубах a пара, а с другой стороны, отдает тепло омываемому конденсатор воздуху путем испарения воды. Стекающая с конденсатора вода попадает в поддон c , из которого вновь забирается циркуляционным насосом и подается обратно в водораспределительный желоб b . В e добавляется свежая вода в количестве, не меньшем того, которое испарилось при орошении конденсатора. Если свежая вода добавляется в большем количестве, то часть орошающей конденсатор воды удаляется из поддона через перелив f .



Фиг. 188. Схема установки оросительного конденсатора.

Принимаем в дальнейшем обозначения:
 Q (кал/час) — часовое количество отводимого в конденсаторе тепла;

Q_L (кал/час) — увеличение теплосодержания омываемого конденсатор воздуха при испарении воды;

F (m^2) — теплопередающая поверхность конденсатора;

F_w (m^2) — омываемая воздухом поверхность стекающей воды;

k (кал/ m^2 час $^{\circ}C$) — коэффициент теплопередачи между конденсирующимся холодильным агентом и стекающей водой;

σ (кг/ m^2 час) — коэффициент испарения;
 G_w (кг/час) — притекающее сверху количество циркулирующей воды;

G_{w0} (кг/час) — количество испаряемой воды;

G_{wz} (кг/час) — количество добавляемой свежей воды;

t_{w1} $^{\circ}C$ — температура циркуляционной воды вверх;

t_{w2} $^{\circ}C$ — температура циркуляционной воды вниз;

t_m $^{\circ}C$ — средняя температура циркуляционной воды.

t_z $^{\circ}C$ — температура свежей воды;

t_i $^{\circ}C$ — температура омываемого конденсатор воздуха;

x (кг/кг) — влагосодержание омываемого конденсатор воздуха;

i (ккал/кг) — теплосодержание омываемого конденсатор воздуха.

При расчете конденсатора допускаем:

1. Теплообмен между водой и окружающей средой происходит только по поверхности орошения, т. е. пренебрегаем теплоотдачей поддона и трубопроводов. Лучеиспусканием поверхности воды можно пренебречь, так как благодаря низким температурам воды оно оказывает ничтожное влияние на теплопередачу.

2. Все части орошаемой поверхности соприкасаются с воздухом одинакового состояния. Если конденсатор состоит из большого числа близко поставленных друг к другу секций или затруднен доступ воздуха к нему, то следует задаваться меньшими значениями коэффициента испарения σ .

3. В любой части орошаемой поверхности температура воды как на поверхности, так и внутри одна и та же, что в действительности, конечно, не имеет места. Так как тепло от стенок труб к водяной поверхности передается путем конвекции и теплопроводности, то наличие температурного

перепада в воде неизбежно; однако благодаря тонкости слоя и вихреватости движения он оказывается незначительным. При расчете мы его учитываем выбором соответствующих значений коэффициента теплопередачи k и коэффициента испарения σ .

4. Коэффициент теплопередачи k и коэффициент испарения σ остаются неизменными для всей поверхности конденсатора.

Указанные допущения имеют своей целью упрощение задачи, позволяющее установить формальную зависимость между количеством отводимого тепла, размерами охлаждающей поверхности конденсатора, количеством циркуляционной и свежей воды, температурой свежей воды, состоянием воздуха и теми температурами воды и холодильного агента, которые устанавливаются в процессе работы конденсатора.

Теплосодержания сухого воздуха и воды в тепловом балансе принимаем равными нулю при нуле градусов.

Баланс конденсатора.

В воде сообщается:

- 1) тепло, подлежащее отводу в конденсаторе, Q кал/час;
- 2) теплосодержание добавляемой свежей воды $G_{wz} \cdot t_z$ кал/час.

От воды отнимается:

- 3) теплосодержание спускной воды $(G_{wz} - G_{w0}) \cdot t_{w2}$ кал/час;
- 4) тепло, уносимое воздухом при испарении воды, Q_L кал/час.

Пренебрегая лучевым спусканием имеем следующий тепловой баланс:

$$Q + G_{wz} \cdot t_z = Q_L + (G_{wz} - G_{w0}) \cdot t_{w2}, \quad (95)$$

откуда

$$Q = Q_L + (G_{wz} + G_{w0}) \cdot t_{w2} - G_{wz} \cdot t_z$$

и

$$Q = Q_L - G_{w0} \cdot t_z + (G_{wz} - G_{w0}) \cdot (t_{w2} - t_z). \quad (96)$$

Из тепла, уносимого воздухом при испарении воды, вычитается теплосодержание добавочной воды, и, таким образом, количество тепла, отдаваемое только путем испарения, составляет

$$Q_v = Q_L - G_{w0} \cdot t_z \quad (97)$$

Если количество добавочной воды в точности соответствует количеству испарившейся воды $G_{wz} = G_{w0}$, то Q_v представляет собой всю нагрузку конденсатора.

Если количество добавочной свежей воды G_{wz} больше количества испарившейся воды G_{w0} , то избыток воды $G_{wz} - G_{w0}$ уносит с собой количество тепла

$$Q_z = (G_{wz} - G_{w0}) (t_{w2} - t_z). \quad (98)$$

Q_z представляет собой долю охлаждения свежей водой в общей нагрузке конденсатора.

Таким образом общее количество тепла, отданное в конденсаторе,

$$Q = Q_v + Q_z \quad (99)$$

Тепло Q_L , перешедшее к воздуху, складывается из количества тепла, отнятого у неиспарившейся циркуляционной воды, и из теплосодержания испарившейся в воздух воды. Оно представляет собою увеличение теплосодержания воздуха; для элементарной поверхности dF_w оно составляет

$$dQ_L = \sigma \cdot (i'' - i) \cdot dF_w,$$

а для всей водяной поверхности

$$Q_L = \sigma \cdot F_w (i_m'' - i). \quad (100)$$

Теплосодержание t_m насыщенного воздуха есть функция температуры воды t_w , и потому для определения среднего значения i_m'' надо знать закон изменения температуры воды по пути орошения. Так как разница температур охлаждающей воды вверху t_{w1} и внизу t_{w2} очень невелика, то для определения среднего теплосодержания насыщенного воздуха i_m'' примем среднюю температуру орошающей воды

$$t_m = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}.$$

Поверхность F_w , образуемая стекающей по конденсатору водой, зависит от рода и размеров конденсатора и от количества циркуляционной воды. Поверхность F_w пропорциональна поверхности конденсатора F и составляет

$$F_w = \beta \cdot F,$$

причем фактор орошения β больше 1.

В результате мы имеем для определения Q_L уравнение

$$Q_L = \sigma \cdot \beta \cdot F (i_m'' - i), \quad (101)$$

в котором значения σ и β должны определяться экспериментально.

Произведение $\sigma \cdot \beta$ является функцией рода конденсатора, удельного орошения и условий движения воздуха. Для оценки значения σ может служить уравнение $\frac{\alpha}{\sigma} = c_p'$. Так как теплоемкость $(1 + x)$ кг воздуха в наших условиях работы лишь незначительно отличается от 0,25, коэффициент испарения σ округленно в 4 раза больше коэффициента теплоперехода α ; последний для открыто стоящего конденсатора и относительно спокойного воздуха составляет около $\alpha = 10 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$, а потому коэффициент испарения казалось бы возможным принять $\sigma = 40 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$.

Однако при выборе практического значения коэффициента испарения σ следует учесть, что в действительных условиях происходящего на конденсаторе процесса теплоотдачи и испарения имеют место отступления от теоретической схемы процесса, приводящие в известных условиях к уменьшению значения коэффициента испарения σ (увеличение отношения $\frac{\alpha}{\sigma}$). Прежде всего необходимо учесть неблагоприятное влияние возрастающей влажности воздуха на конденсаторе. Если количество воздуха, протекающее над элементом поверхности dF , составляет G_L (кг/час), то происходящие процессы теплоотдачи и испарения определяются следующими уравнениями:

$$G_L \cdot c_p' \cdot dt_l = \alpha \cdot (t_w - t_l) \cdot dF, \quad (102)$$

$$G_L \cdot dx = \sigma \cdot (x'' - x) \cdot dF. \quad (103)$$

Для уравнение (102) на (103), имеем:

$$c_p' \cdot \frac{dt_l}{dx} = \frac{\alpha}{\sigma} \cdot \frac{t_w - t_l}{x'' - x}$$

и

$$\frac{\alpha}{\sigma} = c_p' \cdot \frac{x'' - x}{t_w - t_l} \cdot \frac{dt_l}{dx}. \quad (104)$$

Внешняя поверхность стекающей по конденсатору воды в результате происходящих процессов теплоотдачи и испарения имеет более низкую температуру t_{w0} , чем средняя температура t_w стекающей охлаждающей воды.

Для внешней поверхности с температурой t_{w0} действительно равенство $\frac{\alpha}{\sigma} = c_p'$, а следовательно, при насыщающей воздух при этой температуре влажности x_0 имеем:

$$\frac{dt_l}{dx} = \frac{t_{w0} - t_l}{x_0 - x}$$

и

$$\frac{\sigma}{\sigma'} = c_p' \cdot \frac{x'' - x}{x_0'' - x} \cdot \frac{t_{w0} - t_l}{t_w - t_l} \quad (105)$$

Таким образом отношение $\frac{\sigma}{\sigma'}$ остается равным c_p' , если $\frac{t_{w0} - t_l}{x_0'' - x} = \frac{t_w - t_l}{x'' - x}$.

В связи с происходящим увеличением влагосодержания x воздуха на конденсаторе отношение $\frac{t_{w0} - t_l}{x_0'' - x}$ возрастает сначала медленно, а затем все быстрее и при $x = x_0''$ обращается в бесконечность.

В пределах обычных условий работы оросительного конденсатора (температуры воды, температуры и влажности воздуха) мы имеем изменение значений $\frac{\sigma}{\sigma'}$ в пределах 0,25—0,3, что соответствует изменению σ в пределах 40—35 кг/м³ час.

Количество испаренной воды G_{w0} (кг/час) вычисляется из уравнения (85):

$$G_{w0} = \sigma \cdot \beta \cdot F (x_m'' - x) \text{ (кг/час)}, \quad (106)$$

причем и здесь для определения среднего значения x_m'' влагосодержания насыщенного воздуха принимаем среднюю температуру охлаждающей воды t_m . Общее количество тепла, отведенное только испарением воды, определяется уравнениями (97), (100), и (106):

$$Q_v = \sigma \cdot \beta \cdot F [t_m'' - t - (x_m'' - x) \cdot t_z]. \quad (107)$$

Для заданного конденсатора (F, σ, β), данного состояния воздуха (i, x) и температуры охлаждающей воды t_z это количество тепла является лишь функцией средней температуры циркуляционной воды t_m . Член $G_{w0} \cdot t_z$ всегда очень мал по сравнению с Q_L .

В уравнении (98), оценивающем унос тепла избыточной водой $G_{wz} - G_{w0}$, выразим t_{w2} через среднюю температуру циркуляционной воды t_m .

По правилу смешения:

$$t_{w1} = \frac{G_{wz} \cdot t_z + (G_w - G_{wz}) \cdot t_{w2}}{G_w} = \frac{G_{wz}}{G_w} \cdot t_z + \left(1 - \frac{G_{wz}}{G_w}\right) t_{w2}.$$

Обозначив отношение количеств свежей и циркуляционной воды через $\xi = \frac{G_{wz}}{G_w}$ и введя $t_m = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}$, имеем:

$$t_{w2} = \frac{t_m - 0,5 \cdot \xi \cdot t_z}{1 - 0,5 \cdot \xi} = t_z + \frac{1}{1 - 0,5 \cdot \xi} (t_m - t_z) \quad (108)$$

и

$$t_{w2} - t_z = \frac{1}{1 - 0,5 \cdot \xi} (t_m - t_z). \quad (109)$$

Тогда по уравнению (98)

$$Q_z = \frac{1}{1 - 0,5 \cdot \xi} (G_{wz} - G_{w0}) (t_m - t_z). \quad (110)$$

Таким образом тепло, унесенное избыточной водой, Q_z , так же как и тепло, отведенное путем испарения воды, являются функцией средней температуры циркуляционной воды. Поэтому для конденсатора определенного типа и размеров при заданных нагрузке, температуре свежей воды, количестве воды и состоянии воздуха имеется определенная температура t_m циркуляционной воды, которая может быть определена из уравнений (107) и (110) путем пробных подстановок или графическим путем.

Количество тепла Q_z может изменяться в следующих границах:

1. Количество свежей воды равно количеству испаренной в конденсаторе:

$$G_{wz} = G_{w0}, \quad \zeta = \zeta_{\min} = \frac{G_{w0}}{G_w}, \quad Q_z = 0 \text{ и } Q = Q_w,$$

т. е. теплоотдача происходит только путем испарения.

2. Вся циркулирующая на конденсаторе вода спускается из поддона в сливную трубу:

$$G_{wz} = G_w, \quad \zeta = 1, \quad Q_z = 2(G_{wz} - G_{w0})(t_m - t_z),$$

т. е. работа происходит без циркуляционного насоса.

С помощью уравнения (110) можно установить, как будет работать конденсатор при заданном количестве свежей воды с максимальным и минимальным количеством циркуляционной воды. Количество теп-

ла Q_z для определенной температуры t_m пропорционально дроби

$\frac{1}{1 - 0,5 \cdot \zeta}$. При заданном количестве свежей воды G_{wz} , эта дробь является функцией количества циркулирующей воды $G_w = \frac{1}{\zeta} \cdot G_{wz}$ и уменьшается с

увеличением $\frac{1}{\zeta}$. Это означает,

что с возрастанием количества циркулирующей воды G_w , при постоянной температуре t_m , отведенное в конденсаторе количество тепла $Q = Q_v + Q_z$ становится меньшим, ибо количество тепла, отведенное путем испарения, остается неизменным. Поэтому казалось бы целесообразным

работать с наименьшим количеством циркуляционной воды. Наименьший предел устанавливается, исходя из основного требования, чтобы вся поверхность конденсатора была орошена водой и чтобы при этом получилась максимальная водяная поверхность (наибольшее значение β). На фиг. 189

показана зависимость значения $\frac{1}{1 - 0,5 \cdot \zeta}$ от $\frac{1}{\zeta}$, откуда видно, что дробь

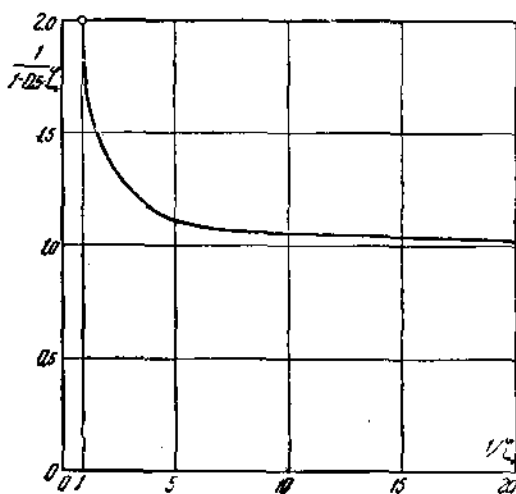
$\frac{1}{1 - 0,5 \cdot \zeta}$ изменяется в пределах от 2 (при $\frac{1}{\zeta} = 1$) до 1 (при $\frac{1}{\zeta} = \infty$) и что

ее заметное возрастание имеет место лишь при очень малых значениях $\frac{1}{\zeta}$.

Однако в целях осуществления наиболее совершенного орошения конденсатора при заданном количестве свежей воды является необходимым работать при значении $\frac{1}{\zeta}$ достаточно большом (свыше 5), когда изменение количества циркуляционной воды может оказывать лишь совершенно незначительное влияние на унос тепла избыточной водой.

Температуру конденсации холодильного агента в трубах конденсатора можно определить из уравнения теплопередачи

$$Q = k \cdot F(t - t_m), \quad (111)$$



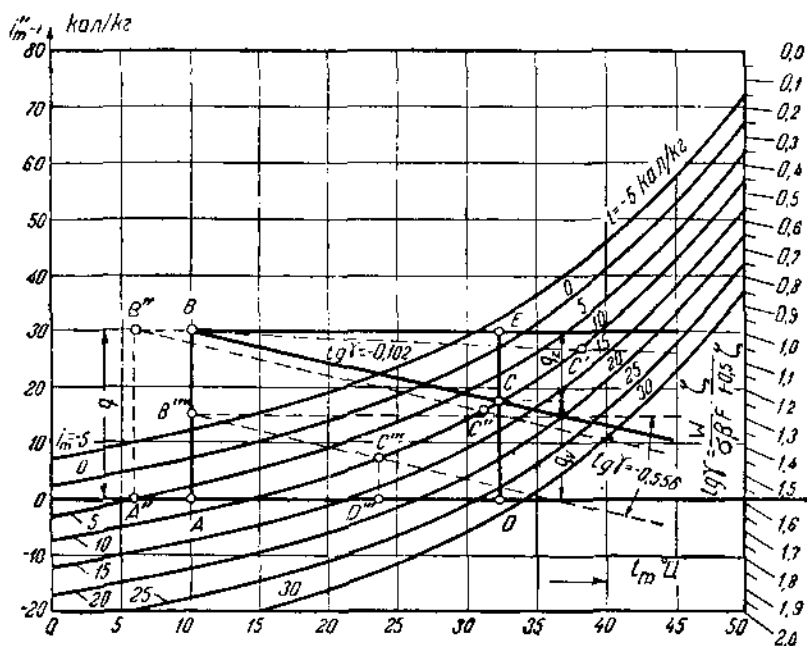
Фиг. 189.

откуда

$$t = t_m + \frac{\infty}{k \cdot F}. \quad (112)$$

Если количество добавляемой свежей воды G_{wz} в значительной мере превосходит количество испаряемой воды G_{w0} , что в большинстве случаев имеет место в холодильных установках, то можно пренебречь G_{w0} по сравнению с G_{wz} . Тогда вместо уравнения (96) мы получаем приближенное уравнение

$$Q = Q_L + G_{wz} \cdot (t_{w2} - t_z) = \sigma \cdot \beta \cdot F (i''_m - i) + G_w \cdot \frac{\zeta}{1 - 0,5 \cdot \zeta} (t_m - t_z). \quad (113)$$



Фиг. 190.

Существенным в этом уравнении является то, что при определенной средней температуре циркуляционной воды t_m количество отведенного в конденсаторе тепла Q зависит только от теплосодержания i , а не от влагосодержания и температуры воздуха.

Это уравнение можно просто и наглядно изобразить графически. Разделив обе части уравнения на $\sigma \cdot \beta \cdot F$, получаем:

$$\frac{Q}{\sigma \cdot \beta \cdot F} = i''_m - i + \frac{G_w}{\sigma \cdot \beta \cdot F} \cdot \frac{\zeta}{1 - 0,5 \cdot \zeta} (t_m - t_z), \quad (114)$$

или

$$q = q_v + q_z,$$

если

$$q = \frac{Q}{\sigma \cdot \beta \cdot F}, \quad q_v = i''_m - i, \quad q_z = g_w \cdot \frac{\zeta}{1 - 0,5 \cdot \zeta} (t_m - t_z), \quad g_w = \frac{G_w}{\sigma \cdot \beta \cdot F}.$$

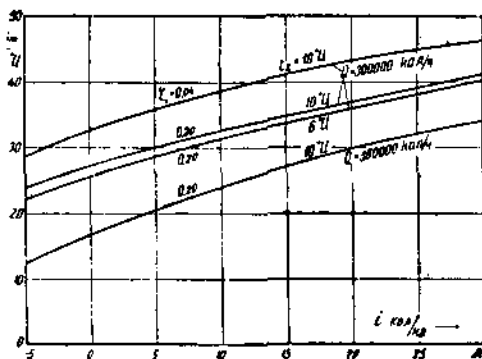
Если мы нанесем в виде диаграммы (фиг. 190) значения теплосодержаний i''_m и разницы теплосодержаний $i''_m - i$ для различных теплосодержаний воздуха в зависимости от t_m , то получим семейство подобных кривых, которые получаются из кривой i''_m путем параллельного перемещения вниз на величину i . Если мы отложим на этой диаграмме на ординате $t_m = t_z$

вверх отрезок $AB = q$ и проведем через точку B прямую под углом, определяемым

$$\operatorname{tg} \gamma = - \frac{G_w}{\sigma \cdot \beta \cdot F} \cdot \frac{\zeta}{1 - 0,5 \cdot \zeta} = - g_w \cdot \frac{\zeta}{1 - 0,5 \cdot \zeta},$$

то последняя пересечет кривые $i_m'' - i$ при тех значениях t_m , которые (в качестве средней температуры испарения) устанавливаются на конденсаторе при соответствующих теплосодержаниях i воздуха (например, в точке C при $i = 10 \text{ ккал/кг}$). Отрезки CD и CE соответствуют $q_v = i_m'' - i$ и $q_z = q - q_v$.

Горизонтальная линия BE соответствует таким условиям работы, когда $\zeta = 0$; такая работа, очевидно, невозможна, так как испарившаяся вода во всяком случае должна возмещаться. Благодаря пренебрежению количеством испарившейся воды G_{w0} диаграмма при малых значениях ζ не является вполне точной (прямая BC близка к горизонтали), но она в основном дает правильную картину, так как и при охлаждении только путем испарения воды влияние количества испаренной воды G_{w0} не очень велико.



Фиг. 191. Средние температуры циркуляционной воды в зависимости от теплосодержания воздуха.

На основании графика (фиг. 190) можно сделать следующие выводы:

1. С повышением теплосодержания воздуха температура циркулирующей воды повышается, давление в конденсаторе возрастает, а доля тепла, отводимая путем испарения воды, уменьшается.

2. С повышением нагрузки конденсатора температура t_m повышается, доля тепла, отводимая испарением, повышается.

3. С увеличением количества свежей воды (возрастание ζ) растет угол наклона прямой BC , средняя понижается, доля тепла, отводимая

температура циркулирующей воды t_m путем испарения, уменьшается.

4. С понижением температуры свежей воды понижается температура циркулирующей воды и доля тепла, отводимая испарением воды.

В правом краю диаграммы приложен масштаб для отсчета наклона $\operatorname{tg} \gamma$.

Для конденсатора с поверхностью охлаждения $F = 100 \text{ м}^2$ на диаграмме (фиг. 190) изображены четыре процесса при одном и том же количестве циркуляционной воды $G_w = 25000 \text{ кг/час}$. Коэффициент испарения принят $\sigma = 50 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$ (при наличии ветра), влияние орошения учтено фактором $\beta = 2$. Таким образом произведение $\sigma \cdot \beta \cdot F = 50 \cdot 2 \cdot 100 = 10000 \text{ кг/час}$ и

$$g_w = \frac{25000}{10000} = 2,5.$$

Остальные значения сопоставлены для четырех случаев в табл. 31.

На фиг. 191 для четырех указанных примеров нанесены средние температуры циркуляционной воды в зависимости от теплосодержания окружающего воздуха.

Если температура свежей воды t_z очень высока и одновременно теплосодержание i окружающего воздуха очень низко, то стекающая с конденсатора вода может оказаться холоднее свежей воды. В этом случае путем испарения должна быть отведена не только вся скрытая теплота конденсации холодильного агента, но и часть тепла, заключающегося в свежей воде.

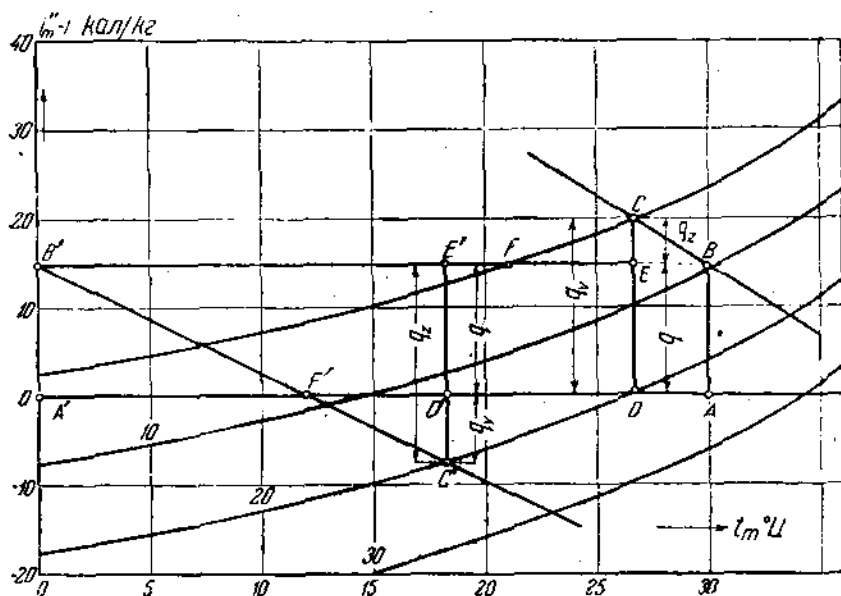
Таблица 31.

	1	2	3	4
Общее количество отводимого тепла Q (кал/час)	300 000	300 000	300 000	150 000
$q = \frac{Q}{\sigma \cdot F}$ (кал/кг)	30	30	30	15
Количество свежей воды G_{wz} (кг/час)	5 000	1 000	5 000	5 000
Соотношение свежей и циркуляционной воды ζ	0,2	0,04	0,2	0,2
$\zeta = 0,5 \cdot \gamma$	0,222	0,0408	0,222	0,222
Тангенс угла наклона $\operatorname{tg} \gamma$	— 0,556	— 0,102	— 0,556	— 0,556
Температура свежей воды t_2 °C	10	10	6	10
Соответствующие прямые по фиг. 190 при $t = 10$ кал/кг	BC	BC'	B'C''	BC'''
Средняя температура циркуляционной воды t_m °C	32,3	38,2	31,2	23,6
Доля тепла, отводимая испарением, $100 \cdot \frac{q_v}{q} \%$	58,7	90,0	53,4	24,6

Графически это выражается в том, что точка C окажется выше точки B .

Согласно фиг. 192 отрезок $CD = q_v$ на величину $CE = q_z$ больше отрезка $AB = q$.

В этом случае надлежит добавлять наименьшее количество свежей воды, а именно столько, сколько испарилось ($G_{wz} = G_{w0}$), т. е. работать исключительно на испарение.



Фиг. 192. Работа оросительного конденсатора при очень малом теплосодержании воздуха и теплой охлаждающей воде (A до F) и при очень высоком теплосодержании воздуха и холодной свежей воде (A' до F').

При большом количестве холодной свежей воды может оказаться что не только не будет отвода тепла через испарение, но, наоборот, будет иметь место переход тепла от воздуха к воде путем теплопередачи и конденсации паров. Это будет иметь место в том случае, когда средняя тем-

пература циркулирующей на конденсаторе воды t_m будет настолько низка (ниже температуры „влажного термометра“), что i_m'' окажется ниже теплосодержания воздуха и таким образом $q_v = i_m'' - i$ окажется отрицательным.

Вода, спускаемая с конденсатора в сливную трубу, будет уносить с собой при этом не только полезно отводимое в конденсаторе тепло Q , но и теплоту образования росы из окружающей среды. Графически это выражается в том, что точка C' окажется ниже нулевой линии, отрезок $C'E' = q_z$ будет на величину $C'D' = q_v$ больше отрезка $A'B' = q$. Этот случай наиболее вероятен летом при большом теплосодержании воздуха.

В этом случае целесообразно стекающую с конденсатора воду защитными стенками оградить от теплообмена с воздухом.

Изображенные на фиг. 192 примеры соответствуют рассмотренному выше конденсатору при $\sigma \cdot \beta \cdot F = 10\,000 \text{ кг/час}$ и $G_w = 25\,000 \text{ кг/час}$. Количество отводимого тепла составляет $Q = 150\,000 \text{ кал/час}$, т. е. $q = 15 \text{ кал/кг}$, количество свежей воды $G_{wz} = 10\,000 \text{ кг/час}$, т. е. $\zeta = 0,4$ и $\frac{\zeta}{1 - 0,5 \cdot \zeta} = 0,5$; при этом $\text{tg } \gamma = 1,25$.

В первом случае ($ABCDEF$) температура свежей воды высока, $t_z = 30^\circ \text{Ц}$, а теплосодержание воздуха незначительно, $i = 0 \text{ кал/кг}$, средняя температура циркуляционной воды на конденсаторе при этом составляет $t_m = 26,1^\circ \text{Ц}$ (точка C). Количество тепла, отведенного путем испарения, составляет $Q_v = 10\,000 \cdot q_v = 199\,000 \text{ кал/час}$, т. е. на $Q_z = 49\,000 \text{ кал/час}$ (почти на 33%) превосходит количество тепла Q , подлежащего отводу в конденсаторе. При чистом процессе испарения ($\zeta = 0$, при пренебрежении G_{w0}) можно было бы достигнуть значительно более низкой температуры циркулирующей воды $21,1^\circ \text{Ц}$ (точка F). Граница, ниже которой добавление свежей воды оказывается вредным, определяется в нашем случае теплосодержанием окружающего воздуха около 9 кал/кг и характеризуется точкой B .

В том случае, если теплосодержание воздуха оказывается выше 9 кал/кг , целесообразно работать с возможно большим количеством свежей воды; при меньшем теплосодержании, наоборот, целесообразно работать только на чистое испарение воды.

Во втором случае ($A'B'C'D'E'F'$) температура свежей воды низка, $t_z = 0$, и теплосодержание воздуха высоко — $i = 20 \text{ кал/кг}$. Тогда средняя температура циркуляционной воды $t_m = 18,1^\circ \text{Ц}$. Количество тепла, уносимое сливной водой $Q_z = 10\,000 \cdot q_z = 225\,000 \text{ кал/час}$ и превосходит количество тепла, подлежащее отводу в конденсаторе Q на величину $Q_v = 75\,000 \text{ кал/час}$, составляющую 50% от полезно отводимого в конденсаторе количества тепла Q . Теплосодержание воздуха, до которого отвод тепла может производиться путем испарения (q_v положительно), определяется точкой F' при $i = 8 \text{ кал/кг}$. Если теплосодержание воздуха превосходит указанную величину, то является целесообразным по возможности закрывать доступ воздуха к водяной поверхности на конденсаторе. Средняя температура циркулирующей на конденсаторе воды будет тогда поддерживаться на уровне $t_m = 12^\circ \text{Ц}$ (точка F'). В нашем случае вследствие поглощения тепла из воздуха температура циркулирующей воды поднялась бы на 6° выше.

Пример. Расчет аммиачного оросительного конденсатора.

Теплоотдающая поверхность конденсатора	$F = 100 \text{ м}^2$
Фактор орошения	$\beta = 2,0$
Коэффициент испарения	$\sigma = 40 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$
Часовое количество циркуляционной воды	$G_w = 25\,000 \text{ кг/час}$
Температура свежей воды	$t_z = 10,0^\circ \text{Ц}$
Температура воздуха	$t_1 = 16,5^\circ \text{Ц}$
Степень насыщения воздуха	$\phi = 0,83$
Коэффициент теплопередачи между циркулирующей водой и холодильным агентом (конденсатор Блюка)	$k = 600 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц}$

Надлежит установить влияние добавочной свежей воды между $\zeta_{\min} = \frac{G_{w0}}{G_w}$ (чистое испарение) и $\zeta = 1,0$ (работа без циркуляционного насоса) на зависимость между количеством отводимого тепла Q , средней температурой циркуляционной воды t_m и давлением p аммиака в конденсаторе.

Ход расчета:

Влагосодержание x и теплосодержание i воздуха определяются по вышеприведенным уравнениям (76), (82), (83), или по i - x -диаграмме Молье.

$$i = 10,0 \text{ кал/кг} \\ x = 0,01 \text{ кг.}$$

Принимаем $\sigma \cdot \beta \cdot F = 40 \cdot 2 \cdot 100 = 8000 \text{ кг.}$

По уравнению (106) количество испаренной воды

$$G_{w0} = \sigma \cdot \beta \cdot F \cdot (x'' - x) = 8000 (x'' - 0,01) \text{ кг/час.}$$

откуда

$$\zeta_{\min} = \frac{G_{w0}}{G_w} = \frac{G_{w0}}{25000}.$$

Количество тепла, отводимого только путем испарения, составит по уравнению (107):

$$Q_v = \sigma \cdot \beta \cdot F [i'' - i - (x'' - x) \cdot t_z] = 8000 \cdot (i'' - 10) - G_{w0} \cdot 10 \text{ кал/час.}$$

Количество тепла, отводимое сливной водой, составляет по уравнению (110):

$$Q_z = \frac{1}{1 - 0,5 \cdot \zeta} (G_{wz} - G_{w0}) (t_m - t_z) = \frac{1}{1 - 0,5 \cdot \zeta} (25000 \cdot \zeta - G_{w0}) (t_m - 10).$$

При работе только на испарение

$$G_{wz} - G_{w0} = 0, \quad Q_z = 0 \quad \text{и} \quad Q = Q_v.$$

Т а б л и ц а 32.

t_m °Ц	20°	30°	40°
G_{w0} (кг/час)	36,8	136	308
$\zeta_{\min}$	0,0015	0,0055	0,012
Q_v (кал/час)	28 400	88 200	189 000
Охлаждение только испарением: $Q = Q_v, \quad G_{wz} = G_{w0}, \quad \zeta = \zeta_{\min}$			
t °Ц	20,5	31,5	43,1
p (атм)	8,9	12,4	17,3
t_{w2} °Ц	20	30,1	40,2
$\zeta = 0,20, \quad G_{wz} = 5000 \text{ кг/час}$			
$(G_{wz} - G_{w0})$ (кг/час)	4 963	4 864	4 962
Q_z (кал/час)	55 000	108 000	156 300
Q (кал/час)	83 400	196 200	345 300
t °Ц	21,4	33,3	45,8
p (атм)	9,1	13,1	18,6
t_{w2} °Ц	21,1	32,2	43,3
Работа без циркуляционного насоса: $\zeta = 1,0, \quad G_{wz} = G_w = 25000 \text{ кг/час}$			
$(G_{wz} - G_{w0})$ (кг/час)	24 963	24 864	24 692
Q_z (кал/час)	499 300	994 600	1 481 500
Q (кал/час)	527 700	1 082 800	1 670 500
t °Ц	28,6	48,0	67,8
p (атм)	11,4	19,7	—
t_{w2} °Ц	30,0	50,0	70,0

Температура конденсации аммиака

$$t = t_m + \frac{Q}{k \cdot F} = t_m + \frac{Q}{60000}.$$

Температура t_{w2} избыточной воды ($G_{w2} - G_{w0}$), уходящей из поддона, составляет по уравнению (108):

$$t_{w2} = t_z + \frac{1}{1 - 0,5 \cdot \xi} \cdot (t_m - t_z) = 10 + \frac{1}{1 - 0,5 \cdot \xi} \cdot (t_m - 10).$$

Вычисленные значения сведены в табл. 32.

Таким образом на основании вышеприведенных уравнений может быть произведен расчет оросительного конденсатора с учетом условий его работы, состояния воздуха, температуры и количества свежей воды. К сожалению, у нас в настоящее время еще нет точных опытных данных о размерах водяной поверхности при орошении (коэффициент β) и значений коэффициентов испарения σ в зависимости от рода конденсатора, удельного орошения, состояния воздуха и условий его движения (сила и направление ветра).

Метод расчета оросительного конденсатора, данный проф. Ф. Меркелем, ценен особенно тем, что он установил зависимость между всеми факторами, влияющими на работу оросительного конденсатора, и позволил сделать целый ряд важнейших практических выводов об установлении для различных внешних условий рационального режима работы оросительного конденсатора.

Примечание. Расчет смешанного теплоперехода к влажному воздуху с испарением (оросительные конденсаторы, градирни), принципиальная общая форма которого дана Меркелем, может быть упрощен, если в соответствии с американской практикой ввести в расчет температуру влажного термометра t_{sa} . Отметим прежде всего, что в ix -диаграмме линии $t_{sa} = \text{const}$ практически совпадают с линиями $i = \text{const}$ и температура влажного термометра) для любого значения t и ϕ ненасыщенного воздуха может быть с легкостью найдена, проведя через соответствующую этому состоянию воздуха точку в ix -диаграмме линию $i = \text{const}$ до пограничной кривой; значение t в последней точке (при $\phi = 100\%$) и будет значением температуры влажного термометра. В самом деле, температура влажного термометра равна температуре сухого термометра при стопроцентной влажности; при меньшей влажности она ниже, и притом на столько, что передача тепла испарением в количестве

$$Q_{исп} = F \cdot \sigma \cdot r \cdot (x - x'') \quad (86a)$$

(количество это отрицательно, так как $x'' > x$) в точности компенсируется подводом тепла

$$Q_{cyx} = F \cdot \alpha \cdot (t_l - t_{sa}). \quad (84a)$$

Алгебраическая сумма этих величин

$$Q = Q_{cyx} + Q_{исп} = F \cdot [\alpha \cdot (t_l - t_{sa}) + \sigma \cdot r \cdot (x - x'')] \quad (89a)$$

или

$$Q = F \cdot \sigma \cdot [c_p' \cdot (t_l - t_{sa}) + r \cdot (x - x'')] = F \cdot \sigma \cdot (i - i_{sa}'') \quad (94a)$$

при установившейся температуре влажного термометра должна быть равна нулю

$$Q = 0,$$

тогда

$$i_{sa}'' = i,$$

т. е. постоянному показанию влажного термометра t_{sa} соответствует также теплосодержание окружающего воздуха, которое равно теплосодержанию воздуха насыщенного, граничащего с водяным покровом влажного термометра, при температуре последнего. Из условия $Q = 0$ вытекает также, что

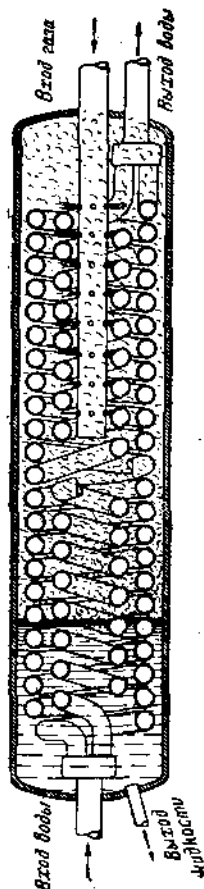
$$\sigma \cdot r \cdot (x'' - x) = \alpha \cdot (t_l - t_{sa}).$$

Подстановка этого значения в уравнение (90) приводит его к виду

$$Q = \sigma \cdot F \cdot \left[\frac{\alpha}{\sigma} \cdot (t_w - t_l) + \frac{\alpha}{\sigma} \cdot (t_l - t_{sa}) \right] = \alpha \cdot F \cdot (t_w - t_{sa}), \quad (90a)$$

позволяющему в графиках Меркеля заменить кривые семейством прямых.

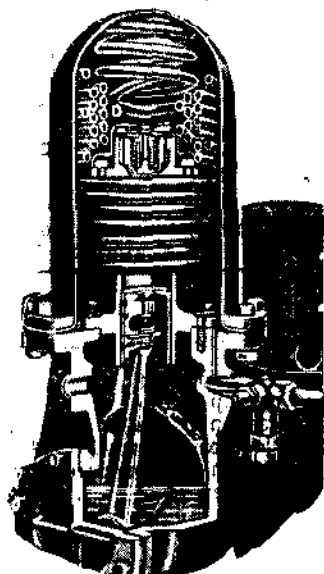
На фиг. 193 показана конструкция кожухо-змеевикового конденсатора Гендрикса, состоящего из вертикального цилиндрического кожуха и заключенных в нем концентрически свитых змеевиков для охлаждающей воды; конструктивно он уподобляется закрытому погружному конденсатору с той разницей, что охлаждающая вода протекает внутри труб, а конденсируемый холодильный агент находится в самом кожухе. Длина труб в обоих змеевиках должна быть одинаковой в целях достижения равенства гидравлических сопротивлений в них и нагрузки; последнее достигается тем, что на-



Фиг. 193 Кожухо-змеевический конденсатор Гендрикса.

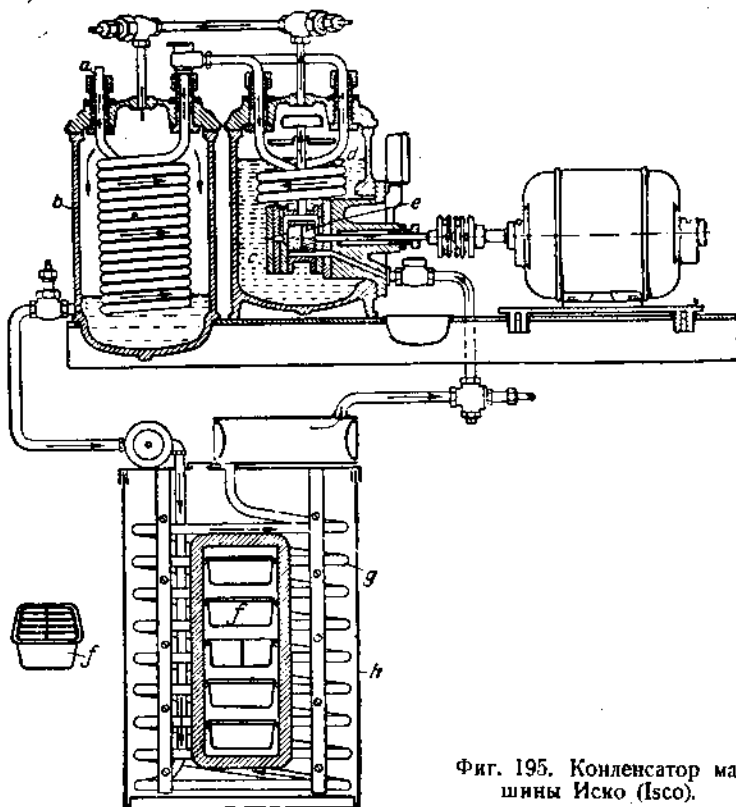
ружный и внутренний змеевики на половине высоты конденсатора обмениваются местами. Существенным недостатком конструкции кожухо-змеевикового конденсатора является трудность очистки труб, которая может быть осуществлена путем специальной промывки труб изнутри каким-либо составом (например, раствором соляной кислоты), растворяющим водяные отложения. Конденсаторы эти в настоящее время применяются лишь в некоторых конструкциях малых машин, служащих для механического охлаждения магазинных шкафов, прилавков и домашних шкафчиков, как Липмана, Фриджидер, Ницера (фиг. 194), Иско (фиг. 195), „Автополяр“ (см. „Холодильные машины и аппараты“, ч. 1, фиг. 218), причем в ряде конструкций конденсаторное пространство окружает компрессор или находится непосредственно над ним, так что сжатый холодильный агент поступает из компрессора непосредственно в конденсатор. Таким расположением попутно достигается охлаждение компрессора за счет испарения части конденсата, отдающего затем тепло водяному змеевику. Расчет такого конденсатора производится по формуле (61), где в данном случае i — число витков цилиндрической спирали.

В большинстве случаев машины для шкафов имеют воздушное охлаждение конденсатора, который выполняется почти исключительно из ребристых труб. Если в шкафах с абсорбционными машинами („Электролюкс“, „Протос-Фригор“ и др.) приходится ограничиваться конвекцией, то в компрессорных агрегатах естественно применение крыльчатого вентилятора, насаженного на шкив мотора, для улучшения теплоотдачи (см. „Холодильные машины и аппараты“, ч. 1, фиг. 226).



Фиг. 194. Конденсатор машины Ницер (Nizer).

Для конденсаторов табл. 33 коэффициент теплопередачи $k = 20 \text{ кал м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$ при скорости воздуха $1,53 \text{ м/сек}$. Так как коэффициент теплопередачи в подобном аппарате в основном определяется значением коэффициента теплоперехода к воздуху, то при расчете конденсаторов с воздушным охлаждением могут применяться коэффициенты и методы расчета, выведенные для расчета калориферных труб.

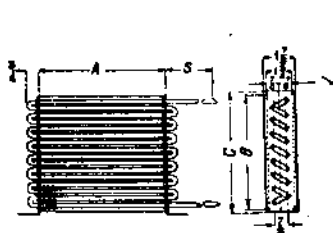


Фиг. 195. Конденсатор машины Иско (Isco).

ТАБЛИЦА 33.

SO₂-конденсаторы с воздушным охлаждением из ребристой медной трубки внешним диаметром $\frac{3}{8}$ дюйма (фиг. 196 и 197) (CACIII, Fedders Mfg Co).

Т и п	Одномеревиковый			Двухмеревиковый			
	20	24	28	32	36	40	44
Число трубок	230	255	305	355	405	460	510
Размер А (мм)	230	305	330	355	405	460	510
Размер В (мм)							
Поверхность трубок м ²	0,15	0,23	0,3	0,37	0,47	0,58	0,70
Общая поверхность трубок и ребер м ²	1,4	1,8	2,6	3,2	4,1	5,1	6,2



Фиг. 196. SO₂-конденсатор с воздушным охлаждением.



Фиг. 197. SO₂-конденсатор с воздушным охлаждением.

§ 3. Переохладители.

Назначение переохладителя — понижение температуры сконденсированного холодильного агента перед регулирующей станцией ниже той температуры, с которой он вышел из конденсатора; применение переохлади-

телей целесообразно, во-первых, совместно с конденсаторами со свободным стоком конденсата, а во-вторых, во всех оросительных конденсаторах за счет использования свежей воды до поступления ее на конденсатор.

Производство переохладителей погружного типа (с протоком аммиака в трубах змеевиков) в последнее время оставлено из-за малой эффективности этих аппаратов (незначительная скорость омывающей змеевики охлаждающей воды); в настоящее время как в Америке, так и в Европе переохладители выполняются почти исключительно в виде противоточных аппаратов из двойных труб.

Коэффициент теплопередачи k' в переохладителе определяется уравнением:

$$\frac{1}{k'} = \frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha'_{NH_3}}, \quad (9)$$

в котором

$$\alpha_w = 1750 \{1 + 0,017 \cdot t\} \cdot \frac{w^{0,87}}{d^{0,13}} \quad (12)$$

и по уравнению Штендер-Меркеля

$$\alpha'_a = 0,153 \cdot \lambda_a \cdot \left(\frac{\gamma'_a}{\alpha \cdot \gamma'_a} \right)^{0,435} \cdot \frac{w_a^{0,57}}{d_k^{0,13}}, \quad [\text{гл. VII, уравнение (41)}],$$

где d_k — гидравлический диаметр кольцевого сечения, равный $\frac{D^2 - d^2}{d}$.

Пример. Переохлаждению подлежит 1 000 кг/час аммиака с температуры +25 до +15° Ц. при изменении температуры охлаждающей воды с +13 до +17° Ц.

Определить размеры охлаждающей поверхности переохладителя.

Нагрузка переохладителя $Q_u = G_a (t - t'_a) = 1000 (28,09 - 16,72) = 11\,378 \text{ кал/час}$.

Расход охлаждающей воды составляет

$$G_w = \frac{Q_u}{t_{w2} - t_{w1}} = \frac{11\,370}{17 - 13} = 2\,840 \text{ кг/час}.$$

Приняв конструкцию переохладителя из двойных труб диаметром 31/38 мм и 51,5/57 мм, имеем:

а) скорость потока охлаждающей воды во внутренней трубе:

$$w = \frac{2,84}{3\,600 \cdot 1\,000 \cdot 0,000755} \approx 1,0 \text{ м/сек};$$

б) скорость потока жидкого аммиака в кольцевом сечении между трубами:

$$w'_a = \frac{G_a \cdot v'_a}{3\,600 \cdot f_a} = \frac{1\,000 \cdot 0,00164}{3\,600 \cdot 0,000949} \approx 0,48 \text{ м/сек}.$$

При этих скоростях потока жидкостей имеем:

$$\alpha_w = 1750 (1 + 0,017 \cdot 15) \cdot \frac{1}{0,031^{0,13}} = \frac{2\,200}{0,031^{0,13}} = 3\,460 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц};$$

$$\alpha'_{NH_3} = 0,153 \cdot 0,5 \left[\frac{610 \cdot 10^6}{0,00072 \cdot 22,6} \right]^{0,435} \cdot \frac{0,48^{0,87}}{0,032^{0,13}} = 0,0765 \cdot 39\,784 \cdot \frac{0,52}{0,6395} = 2\,520 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$$

и $\frac{1}{k'} = \frac{1}{3\,460} + \frac{0,0035}{50} + \frac{1}{2\,520} = 0,000756$ и $k' = 1\,320 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$, который ввиду близости друг к другу значений α_w и α_{NH_3} должен быть отнесен к среднему диаметру трубы.

Учитывая, однако, неизбежные оседания на стенках труб масла ($\delta_1 \approx 0,1 \text{ мм}$) и водяного камня ($\delta_2 = 0,2 \text{ мм}$), получаем дополнительные тепловые сопротивления $\frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0,001}{0,1} = 0,001$ и $\frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,002}{2} = 0,001$ и соответственно понижение значения коэффициента теплопередачи:

$$k' = \frac{1}{0,000756 + 0,0011} = 540 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц},$$

каковой и вводим в расчет при определении размеров охлаждающей поверхности переохладителя.

Средняя разность температур аммиака и охлаждающей воды составляет

$$\theta' = \frac{\theta_1 - \theta_2}{2,3 \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \frac{(25 - 17) - (15 - 13)}{2,3 \lg \frac{25 - 17}{15 - 13}} = 4,33$$

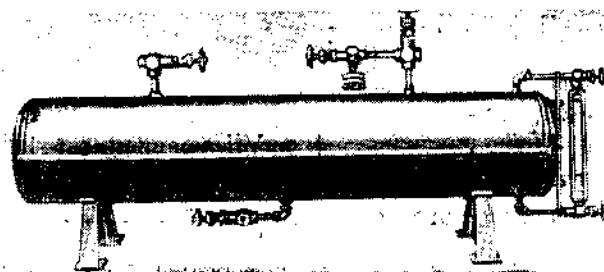
и необходимая охлаждающая поверхность, исчисленная по среднему диам. ру, составляет

$$F_m = \frac{Q_n}{k \cdot \theta'} = \frac{11\,370}{540 \cdot 4,33} = \frac{11\,370}{2\,340} = 4,85 \text{ м}^2.$$

§ 4. Ресиверы жидкого холодильного агента.

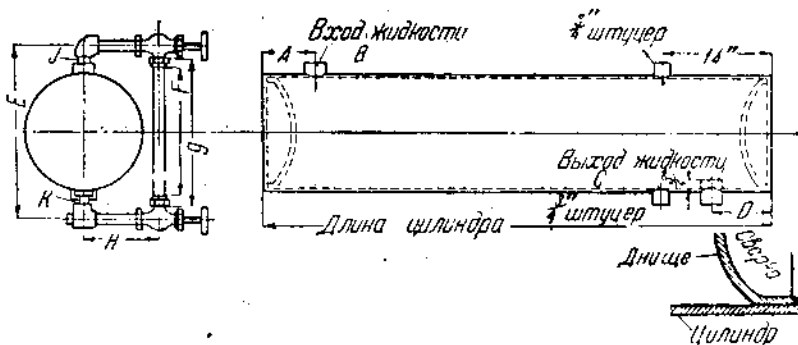
Конденсатор, независимо от его типа, должен использоваться исключительно для осуществления процесса конденсации и отнюдь не должен служить одновременно сборником сконденсированного холодильного агента.

Если в конденсаторах старого типа, обладавших при недостаточном эффективном использовании в них охлаждающей поверхности значительной емкостью, некоторая часть последней использовалась для накопления необходимого в работе запаса жидкого холодильного агента, то в новейших конденсаторах интенсивного действия было бы в высшей степени нерационально



Фиг. 193. Ресивер жидкого аммиака, завода Йорк.

омертвлять какую-либо часть интенсивно работающей охлаждающей поверхности путем загрузки ее сконденсированным холодильным агентом; объем ресивера должен быть достаточным для вмещения в нем всего запаса жидкости. Обычно емкость ресивера составляет от $\frac{1}{3}$ - до $\frac{1}{2}$ - часового количества аммиака, циркулирующего в системе. Мы уже отмечали в § 2 при рассмотрении конструкций двухтрубных и элементных конденсаторов, что ресиверы жидкого аммиака являются неотъемлемой частью конструкций этих конденсаторов (фиг. 140, 149).



Фиг. 199 Ресивер жидкого аммиака.

В противоточно-оросительных конденсаторах интенсивного действия ресивер устанавливается либо на самом поддоче (фиг. 187), либо в подвале машинного отделения под регулирующей станцией.

Кожухо-трубчатые конденсаторы также всегда снабжаются ресиверами жидкости.

На фиг. 198 показан ресивер жидкого аммиака завода Йорк; ресивер снабжен штуцерами для входа и выхода жидкого аммиака, штуцером для присоединения уравнильной линии, штуцером в нижней части для выпуска масла и грязи, указателем уровня стояния жидкости в ресивере.

В табл. 34 приведены размеры ресиверов жидкого аммиака.

Таблица 34.
Ресиверы жидкого аммиака (фиг. 199).

Диаметр цилиндра мм	Длина трубы мм	Объем ресивера л	Толщина листа		Р а з м е р ы									
			Цилиндра дюймы	Днища дюймы	А мм	В дюймы	С дюймы	Д мм	Е мм	Г мм	О мм	Н мм	І дюймы	К дюймы
254	2 438	0,124	3/8	1/2	203	1 1/4	1	203	432	298	356	165	1 1/2	1 1/2
254	3 048	0,158	3/8	1/2	203	1 1/4	1	203	432	298	356	165	1 1/2	1 1/2
254	4 267	0,218	3/8	1/2	203	1 1/4	1	203	432	298	356	165	1 1/2	1 1/2
254	5 486	0,28	3/8	1/2	203	1 1/4	1	203	432	298	356	165	1 1/2	1 1/2
305	4 572	0,334	3/8	1/2	203	1 1/2	1 1/4	203	483	349	406	190	1 3/8	1 3/8
305	5 182	0,39	3/8	1/2	203	1 1/2	1 1/4	203	483	349	406	190	1 3/8	1 3/8
305	6 096	0,444	3/8	1/2	203	1 1/2	1 1/4	203	483	349	406	190	1 3/8	1 3/8
406	4 572	0,538	3/8	5/8	203	2	2	203	584	451	508	235	1 3/8	2
406	5 182	0,629	3/8	5/8	203	2	2	203	584	451	508	235	1 3/8	2
406	6 096	0,719	3/8	5/8	203	2	2	203	584	451	508	235	1 3/8	2
508	4 267	0,79	1/2	1	203	2	2	203	686	552	610	286	2	2
508	5 182	0,96	1/2	1	203	2	2	203	686	552	610	286	2	2
508	6 096	1,13	1/2	1	203	2	2	203	686	552	610	286	2	2
610	4 877	1,31	9/16	1 1/8	203	2	2	203	787	654	712	311	2	2
610	6 096	1,68	9/16	1 1/8	203	2	2	203	787	654	712	311	2	2

Ресиверы после изготовления подвергаются испытанию пробным гидравлическим давлением на прочность: $p_{гидр} = 30 \text{ кг/см}^2$ и воздушным давлением на плотность: $p_{возд} = 20 \text{ кг/см}^2$.

Толщина стенки цилиндра определяется, исходя из $p_{усл} = 20 \text{ кг/см}^2$ по уравнению $\delta = \frac{p \cdot D}{200 \cdot \sigma_z \cdot \eta} + 1 \text{ мм}$, где p — номинальное (условное) давление,

D — диаметр цилиндра в мм,

σ_z — допустимое напряжение в кг/мм^2 ,

η — 0,8 — коэффициент, характеризующий возможное уменьшение прочности цилиндра в сварном шве.

Принимая материал с временным сопротивлением разрыву 36—45 кг/мм^2 и удлинением 200%, запас прочности 4,5, имеем $\sigma_z = 8—10 \text{ кг/мм}^2$.

Пример. Для ресивера диаметром $D = 610 \text{ мм}$ при $p_{усл} = 20 \text{ кг/см}^2$ и $\sigma_z = 8 \text{ кг/мм}^2$ имеем

$$\delta = \frac{20 \cdot 610}{200 \cdot 8 \cdot 0,8} + 1 \text{ мм} = 10,6 \approx 11 \text{ мм}.$$

§ 5. Маслоотделители.

В нагнетательную линию компрессора включается маслоотделитель (фиг. 200), так, как загрязнение системы маслом приводит к значительному ухудшению теплопередачи в аппаратах. Отделение масла от газообразного аммиака происходит, с одной стороны, благодаря изменению направления движения, с другой стороны, благодаря значительному понижению скорости агента в корпусе маслоотделителя. Диаметр корпуса D определяется, исходя из понижения скорости пара в маслоотделителе до 0,8—1,0 м/сек; при скорости пара в нагнетательном трубопроводе (диаметр d_1) 9—10 м/сек отношение $\frac{D}{d_1}$ должно составлять от 3,0 до 3,5. Ввод аммиака в маслоотделитель

производится через боковой штуцер, причем конец штуцера, входящий внутрь маслоотделителя, изогнут под углом 45° к вертикальной оси в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, благодаря чему струя аммиака получает винтообразное движение по внутренней стенке маслоотделителя; выход аммиака происходит вверх. Выпуск масла из маслоотделителя производится через спускную трубку с условным диаметром прохода 19 мм; для забираания масла из низшей части маслоотделителя входящий в маслоотделитель конец трубы имеет отгиб к днищу. Соответственно $p_{\text{усл}} = 20 \text{ кг/см}^2$ пробное гидравлическое давление принимается $p_{\text{проб}} = 30 \text{ кг/см}^2$ и $p_{\text{возд}} = 20 \text{ кг/см}^2$. Толщина стенки корпуса маслоотделителя определяется, как и для резерва жидкости, из уравнения:

$$\delta = \frac{p \cdot D}{200 \cdot \sigma_s \cdot \eta} + 1 \text{ мм.}$$

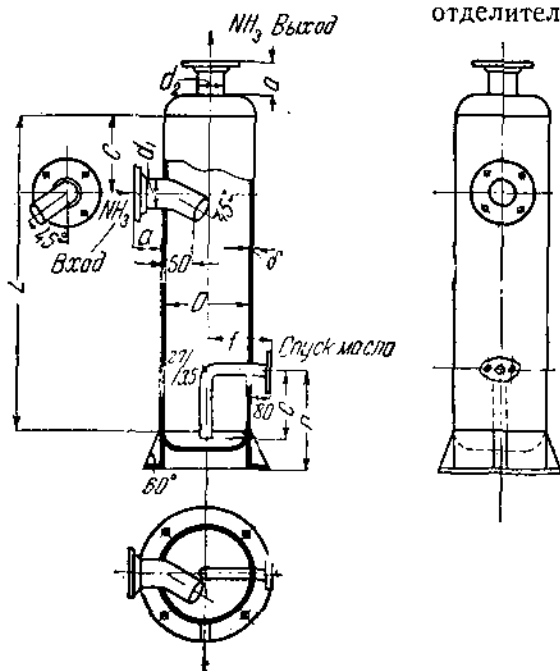
где p — номинальное (условное) давление в кг/см^2 , D — диаметр корпуса в мм, σ_s — допустимое напряжение в кг/мм^2 , $\eta = 0,8$ — коэффициент, характеризующий возможное уменьшение прочности цилиндра в сварном шве.

При материале с временным сопротивлением разрыву $36-45 \text{ кг/мм}^2$ и запасе прочности 4,5 имеем $\sigma_s = 8-10 \text{ кг/мм}^2$.

Пример. Для маслоотделителя диаметром $D = 800$ мм при $p_{\text{усл}} = 20 \text{ кг/см}^2$ и $\sigma_s = 8 \text{ кг/мм}^2$ имеем

$$\delta = \frac{20 \cdot 800}{200 \cdot 8 \cdot 0,8} + 1 \text{ мм} = 13,5 \text{ мм.}$$

Размеры ходовых маслоотделителей, выполненных из безшовных труб или сварных, приведены в табл. 35.



Фиг. 200. Стальной сварной маслоотделитель.

Таблица 35.

Размеры маслоотделителей (фиг. 200).

Условный диаметр прохода нагнетательной магистрали		Корпус маслоотделителя			Размеры и				
d_1 мм	d_2 мм	диаметр D мм	длина L мм	толщина стенки δ мм	спуск масла			штуцеры	
					e	f	g	a	c
32	25	95	500	5,0	230	120	300	100	120
38	32	133	600	5,5	240	140	300	100	150
50	38	152	700	6,0	240	150	300	100	180
65	50	191	800	6,5	250	170	300	100	220
76	65	267	1 000	7,0	250	210	300	120	250
90	76	292	1 100	7,5	250	220	300	120	280
100	90	318	1 200	8,0	270	240	350	120	300
125	100	400	1 400	9,0	280	280	350	120	350
150	125	500	1 800	10,0	320	330	400	150	450
175	150	550	2 000	11,0	330	350	400	150	500
200	175	650	2 200	13,0	330	400	450	150	550
250	200	800	2 600	15,0	400	480	500	180	650

Ввиду того что в выпускаемом из маслоотделителей масле содержится значительное количество абсорбированного им аммиака (табл. 36), масло из

Таблица 36.

Поглощение NH_3 маслом ($\text{кг}/\text{м}^3$).

Давление $\text{кг}/\text{см}^2$ (атм)	Т е м п е р а т у р а							
	0	+ 10	+ 20	+ 40	+ 65	+ 100	+ 120	+ 150°С
1	2,2	1,4	1,6	1,2	0,9	0,6	0,5	0,4
2	4,5	3,8	3,2	2,4	1,7	1,2	1,0	0,9
3	7,2	5,7	4,8	3,6	2,6	1,9	1,6	1,3
4	11,2	7,9	6,4	4,8	3,4	2,5	2,1	1,8
10	—	—	—	12	9,0	6,2	5,2	4,4

маслоотделителя обычно не выпускается непосредственно наружу, а спускается в маслосборник, где производится его подогрев с отсасыванием выделяющегося при нагревании аммиака во всасывающую линию компрессора. Подогрев может производиться горячей водой, паром или горячим аммиаком из нагнетательной линии компрессора. Выпуск масла наружу происходит под давлением аммиака, и потому наряду с обычными запорными кранами должны устанавливаться безопасные спускные вентили с пружинами или грузами на рычагах, прекращающими спуск, как только рычаг выпускается из рук.

На фиг. 201 показана конструкция чугунного маслоотделителя, являющегося одновременно маслосборником и выпаривателем аммиака из масла. Горячие пары аммиака поступают в маслоотделитель сбоку и опускаются вниз, проходя сквозь продырявленные наклонные листы железа в обход разделительной стенки, образуемой внутренней камерой маслосборника; обогнув камеру маслосборника, пары аммиака поднимаются к выходному верхнему штуцеру, проходя на обратном пути еще раз через продырявленные наклонные листы железа.

Благодаря уменьшению скорости, изменению ее направления на 180° и соприкосновению с наклонными продырявленными листами масло отделяется и собирается на дне маслоотделителя; однако собравшееся здесь масло сильно насыщено аммиаком.

Для удаления аммиака из масла служит внутренняя камера маслосборника, которая через вентиль А предварительно сообщается со всасывающей линией компрессора, благодаря чему в ней устанавливается давление всасывания; после закрытия вентиля А и открытия затем вентиля В масло под давлением аммиака перетекает из нижней части маслоотделителя во внутренний маслосборник. Закрыв после перетока масла в маслосборник вентиль В и открыв вновь вентиль А, мы имеем процесс интенсивного выпаривания аммиака из масла под давлением всасывания в маслосборнике, омываемом снаружи горячими парами аммиака; процесс отсасывания выделившихся из масла паров аммиака продолжается всего около 20 мин. По закрытии вентиля А выпуск освобожденного от аммиака масла может быть произведен через запорный вентиль, присоединяемый к фланцу С.

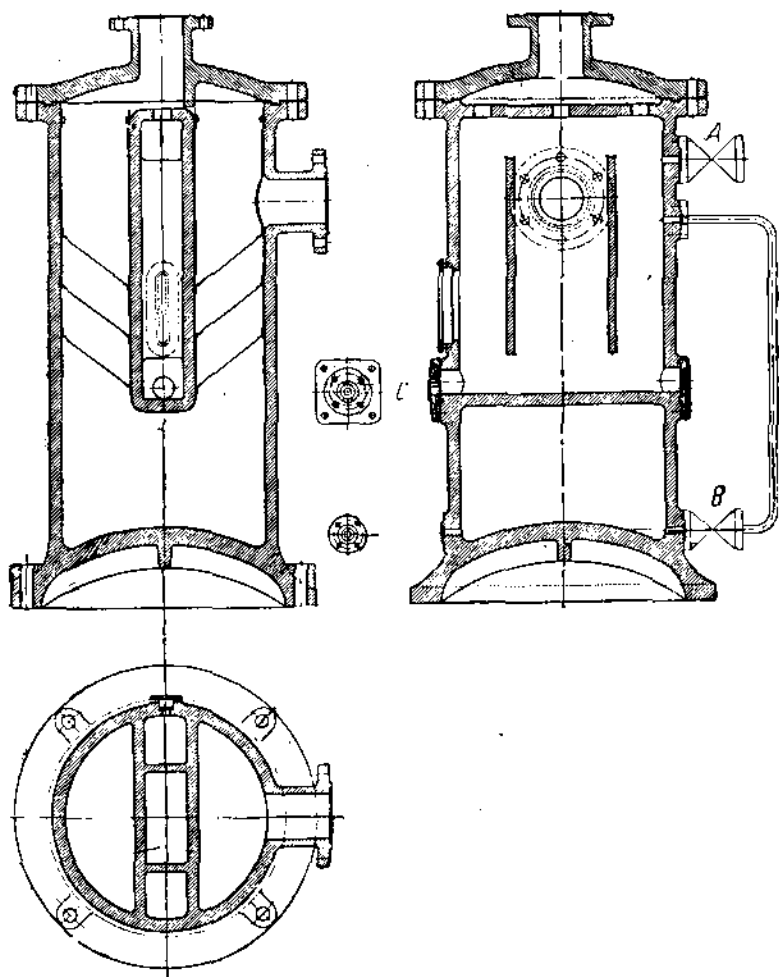
В нижней части маслосборника устроено смотровое стекло, через которое можно следить за положением уровня масла в маслосборнике.

Спущенное из маслоотделителя масло после тщательной фильтрации и отделения содержащейся в нем влаги может быть вновь использовано.

Следует отметить, что при сильном перегреве наиболее летучие части смазочных масел уносятся вместе с парами аммиака в конденсатор и там оседают при охлаждении. Поэтому целесообразно наряду с маслоотделителем, устанавливаемым вблизи компрессора, иметь второй охлаждаемый водой

маслоотделитель перед конденсатором (см., например, элементный конденсатор Веста, фиг. 149).

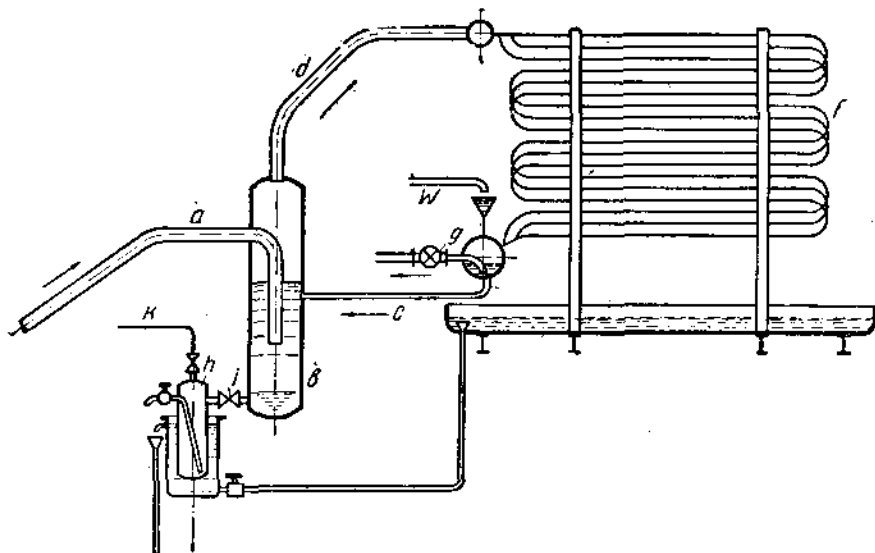
Патент О-ва машин Линде предусматривает установку перед конденсатором (фиг. 202) сосуда с жидким аммиаком, в котором промываются идущие из компрессора перегретые пары, смешанные с парами масла. В сосуд притекает из конденсатора столько жидкого аммиака, сколько оказывается необходимым для того, чтобы обеспечить поступление в конденса-



Фиг. 201. Маслоотделитель.

тор сухих насыщенных паров. Этим достигается предохранение системы испарителя и конденсатора от загрязнения маслом. Если энтальпия поступающего из компрессора перегретого пара составляет i_2 (кал/кг), то при промывке образуется $x = \frac{i_2 - i''}{r}$ (кг) пара. В сосуд b по трубе a поступают из компрессора перегретые пары аммиака, содержащие в себе примесь масла. На 1 кг этих паров из конденсатора по трубке c притекает x (кг) жидкого аммиака; по трубе d в конденсатор поступает освобожденный от масла сухой насыщенный пар в количестве $1 + x$ (кг). Из сборника жидкого аммиака по трубе g 1 кг сконденсированного аммиака поступает через регулирующий вентиль в испаритель.

Отделившееся в сосуде масло оседает на дне его, откуда опускается в маслособиратель *h*. Закрыв вентиль *i* и открыв вентиль *k*, сообщаящий маслособиратель со всасывающей линией машины, можно произвести выпаривание растворенного в масле аммиака путем подогрева маслособиравателя или при помощи змеевика, присоединенного к нагнетательной линии, или при помощи теплой воды, уходящей с конденсатора.



Фиг. 202.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛАВЕ IX.

(См. также указатель литературы к гл. VII).

А. На русском языке.

1. Всесоюзное насосно-компрессорное объединение, Холодильное оборудование. Каталог, Госмашметиздат, 1933.
2. Гимпелевич С. и Кобулашвили Ш., Технико-экономический анализ существующих аммиачных конденсаторов, Холодильное дело № 4 и 5, Москва 1932 (сокращенное изложение 8).
3. Гирш М., Теплопередача в аммиачных конденсаторах I и II. Перевод с немецкого, Холодильное дело № 1, Москва 1931 (реферат по 20).
4. Гирш М., Теплопередача в аммиачных конденсаторах, перев. с нем., Холодильное дело № 4, Москва 1931 (реферат по 20).
5. Конструкция конденсатора типа „Шелл энд Тюб“, перев. с англ., Холодильное дело № 3, Москва 1931.
6. Планк Р. П., Американская холодильная техника, перев. с нем., ГНТИ 1931.
7. Проекты промстандартов № 265—269, вып. 8, ВСНХ СССР, ВОМТ, ноябрь 1931.
8. Проекты промстандартов № 411—418, вып. 12, ВСНХ СССР, ВОМТ, 1931.
9. Цыдзик В. Е., Характеристика основных типов аппаратов, применяемых в современном холодильном машиностроении, Холодильное дело № 7—8, Москва 1930.
10. Цыдзик В. Е., Расчетно-справочные таблицы, диаграммы и типовые примеры расчетов по курсу холодильные машины и установки, изд. МВТУ, Москва 1927.

Б. На английском языке.

11. Anderson Oscar A., Ammonia Condenser Design, Refrigerating Engineering Vol. 10, № 4, New-York Oct. 1923.
12. Burkhart L. H., Shell and Tube Ammonia Condensers, Design and Method of Construction, Refrigerating Engineering, Vol. 12, № 1, New-York.
13. Chew Leung, Refrigeration in the Chemical Industry, The Practical Aspect of Compression, Evaporation and Condensation, Ice & Cold Storage, Vol. XXXI, № 359, London 1928.
14. Colburn A. P. and Hougden O. A., Studies in Heat Transmission II, Dehumidification, Industrial and Engineering Chemistry. Vol. 22, № 5, Washington 1930.

15. Guild H. C., New Condenser Design, Refrigerating Engineering, Vol. 23, № 5, New-York May 1932.
16. Hull H. B., Household Refrigeration, Third Edition, Nickerson & Collins Co, Chicago 1927.
17. Lacy A., Dacre, The All-Welded Refrigeration System, Ice and Cold Storage, Vol. XXXI, № 364, London July 1928.
18. Macintire H. J., Handbook of Mechanical Refrigeration, John Wiley & Sons, New York 1928.
- *19. Kirkbride C. G., Heat Transmission by Condensing Pure and Mixed Substances on Horizontal Tubes, Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 25, № 12, Washington 1933.
20. Kratz Alonso P., Macintire Horace J. & Gould Richard E., Heat transfer in ammonia condensers, Engineering Experiment Station, University of Illinois, Urbana, Part I, Bulletin № 171, Dec. 1927; Part II, Bulletin № 186, Dec. 1928; Part III, Bulletin № 209, June 1930.
21. Othmer D. F., The Condensation of Steam, Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 21, № 6, Washington 1929.
22. Robinson, The Effect of Air in Steam on Coefficient of Heat Transmission, Journal of Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 12, № 7, Washington 1920.
23. The Refrigerating Data Book and Catalog, The American Society of Refrigerating Engineers, First Edition, New-York 1932—1933.
24. Shipley Thomas, Investigations of Ammonia Condensers, Ice and Refrigeration, Chicago, Jan. 1924.
25. Stewart F. C. and Holland A. D., Double Pipe Cooler and Condenser Tests, Refrigerating Engineering, Vol. 17 № 1, New-York Jan. 1929.
26. Zumbro Frank R., Vertical Shell and Tube Condensers, Ice and Refrigeration, Vol. 79 № 3, Chicago Sept. 1930.

B. На немецком языке.

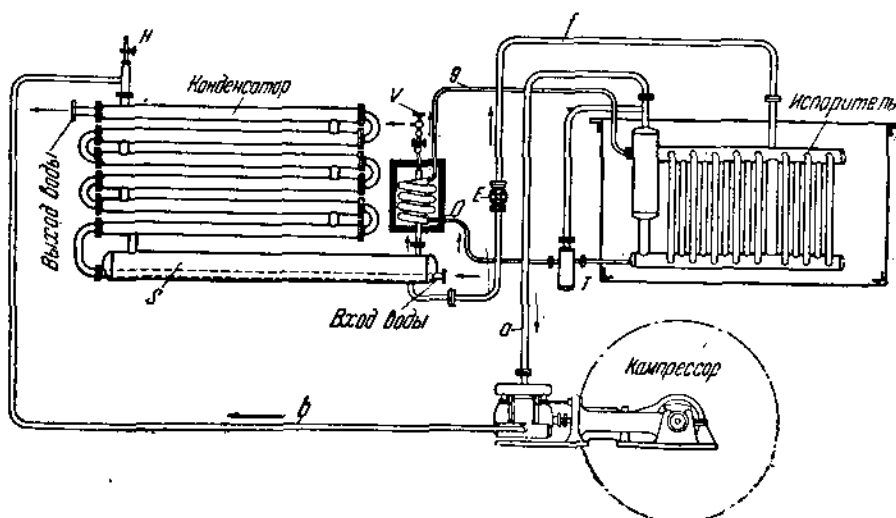
27. Bošnjaković F., Austausch zwischen Dampf und Flüssigkeit einfacher Stoffe, Forschung, Bd. 3, № 3, Berlin 1932.
28. Federmann Karl, Versuche an einer Kompressionskältemaschine über die Flüssigkeitsrückführung in den Zylinder, über den Einfluss von Regelapparaten auf die Unterkühlung und über die Verdampfer-Füllung, Dissertation, Technische Hochschule zu Stuttgart, 1931.
29. Goslich und Fehrmann, Brauerei-Maschinenkunde, Erster Band, Kraft und Warmewirtschaft, Verlag von Paul Parey, Vierte Auflage, Berlin.
30. Hausbrand-Hirsch, Verdampfen, Kondensieren und Kühlen, Siebente Auflage unter besonderer Berücksichtigung der Verdampferanlagen, vollständig neu bearbeitet von M. Hirsch, Julius Springer, Berlin 1931.
31. Hirsch M., Der „Block-Kondensator“ Ztschr. für die gesamte Kälte-Industrie, 21 Jahrg., Heft 4, Berlin 1914.
32. Hirsch M., Die Wassertemperatur an Berieselungsverflüssigern mit Verdunstungswirkung Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 31 Jahrg., Heft 4, Dissen 1924.
33. Hoefler K., Die Kondensation bei Dampfkraftmaschinen, Verlag J. Springer, Berlin 1925.
34. Holborn L. und Dittenberger W., Wärmedurchgang durch Heizflächen, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 2, Berlin 1901.
35. Huber J., Ueber die Berieselungsverflüssiger, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 34 Jahrg., Heft 6, Berlin 1927.
36. Jacob M., Kondensation und Verdampfung (Neuere Anschauungen und Versuche), Ztschr. des Vereins Deutscher Ingenieure, Bd. 76, № 48, Berlin 1932.
37. Jakob M. und Erk S., Der Wärmeübergang beim Kondensieren von Heiss- und Wasserdampf, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 210, Berlin 1928.
38. Jakob M., Erk S., Eck H., Temperaturverteilung und Turbulenz beim Kondensieren von Heissdampf in einem Rohr, Technische Mechanik und Thermodynamik, Bd. I № 1, Berlin 1930.
39. Jakob M., Erk S., Eck H., Der Wärmeübergang in einem waagerechten Rohr beim Kondensieren von Sat- und Heissdampf, Ztschr. des Vereins Deutscher Ingenieure, Bd. 73, № 42, Berlin 1929.
40. Jakob M., Erk S., Eck H., Der Wärmeübergang beim Kondensieren strömenden Dampfes in einem vertikalen Rohr, Forschung, Bd. 3, № 4, Berlin 1932.
41. Krause M., Zur Theorie der Berieselungskondensatoren, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 23 Jahrg., Hefte 1—3, München 1916.
42. Kohn P., Die wirtschaftliche Kühlwassermenge und Kondensationstemperatur bei Ammoniak-Kälteanlagen, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 39 Jahrg., 5 Heft, Berlin 1932.
43. Lingke K., Vergleichende Untersuchungen an Ammoniakkondensatoren verschiedener Bauart, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 40 Jahrg., Heft 6—7, Berlin 1933.
44. Merkel F., Verdunstungskühlung, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 273, Berlin 1925.
45. Merkel F., Der Berieselungsverflüssiger, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 34, Heft 2—3, Berlin 1927.

46. Nesselmann K., Der Einfluss der Wärmeverluste auf Doppelrohrwärmeaustauscher, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 35 Jahrg., Heft 4, Berlin 1928.
47. Nusselt W., Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, Ztschr. des Vereins Deutscher Ingenieure, Bd. 60, № 27 und 28, Berlin 1916.
48. Nusselt W., Der Wärmeaustausch am Berieselungskühler, Ztschr. des Vereins Deutscher Ingenieure, Bd. 67, № 9, Berlin 1923.
49. Plank R., Neue Ergebnisse physikalisch-chemischer Untersuchungen im Kältetechnischen Institut in Karlsruhe. Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 38, Heft 7, Berlin 1931.
- *50. Plank R. und Kuprianoff J., Haushalt-Kältemaschinen, Zweite Auflage, Verlag J. Springer, Berlin 1934.
51. Van der Ploeg J., Der Wärmeübergang am Berieselungskühler. Beiheft zur Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Reihe 2, Heft 2, Verlag Gesellschaft für Kältewesen m. b. H., Berlin 1929.
52. Schmidt E., Schurig W. und Seltchopp W., Versuche über die Kondensation von Wasserdampf in Film- und Tropfenform, Technische Mechanik und Thermodynamik, Bd. I, № 2, Berlin 1930.
53. Schmidt Th. E., Der Einfluss der Unterkühlung auf die Wirtschaftlichkeit einer Kältemaschine, Beiheft zur Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Reihe 2, Heft 5, Verlag Gesellschaft für Kältewesen m. b. H., Berlin 1932, sowie Z. f. d. g. K. I., 1932, Hef. 1, 2, 5, 6.
-

ВОЗДУХООТДЕЛИТЕЛИ И АММИАКОМЕРЫ.

§ 1. Воздухоотделители.

Неизбежное попадание воздуха в систему и постепенное накопление в ней инертных газов (в результате частичного распада аммиака на азот и водород) являются причиной повышения парциального давления в системе, увеличения потребления энергии и ухудшения теплопередачи в аппаратах. Наиболее простой и обычно применяемый способ удаления этих газов во время стоянки машины через спускной кран, устанавливаемый в наивыс-

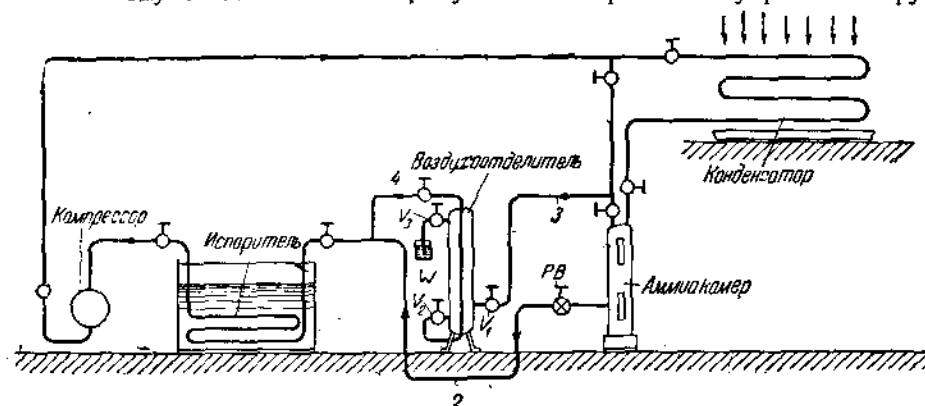


Фиг. 203. Воздухоотделитель Линде.

шей точке конденсатора, является весьма несовершенным, так как инертные газы смешаны с парами аммиака и не могут быть удовлетворительно от них отделены при таком спуске, отчего теряется некоторая, иногда значительная, часть холодильного агента. В позднейшее время в Америке и Европе получили широкое распространение автоматические отделители, допускающие удаление воздуха и инертных газов во время работы установки и сокращающие до минимума потери аммиака. Пример такого устройства в выполнении о-ва машин Линде мы имеем на фиг. 203. Компрессор при помощи всасывающего *a* и нагнетательного *b* трубопроводов обычным образом соединен с испарителем и конденсатором. В месте входа нагнетательной линии в элементный конденсатор установлен спускной кран *H*, через который может осуществляться периодический спуск воздуха и инертных газов из конденсатора во время стоянки машины.

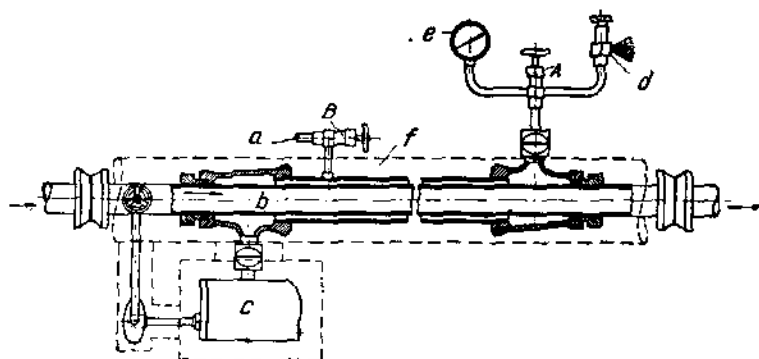
Для автоматического удаления воздуха во время работы установки на сборнике жидкого аммиака *S* конденсатора устанавливается специальный аппарат *D*. Смесь инертных газов, воздуха и паров аммиака поступает во внешнюю спирально изогнутую трубку воздухоотделительного

аппарата *D*; на верхнем конце этой спирали сидит выпускной вентиль *V*, через который постоянно или периодически на ходу машины спускается незначительное количество воздуха и других инертных газов. Для освобождения выпускаемых газов от аммиака производится охлаждение смеси газов и паров аммиака с помощью внутреннего змеевика. Для этой цели из маслоблорника *T* испарителя часть жидкого аммиака через трубку *g* подводится к воздухоотделителю и пропускается через его внутреннюю трубку.



Фиг. 204. Установка воздухоотделителя завода Штейн.

Аммиачные пары, содержащиеся в смеси с воздухом, ожижаются за счет происходящего во внутренней трубке испарения аммиака, а образующийся из них конденсат стекает обратно в сборник жидкого аммиака *S*; неконденсирующиеся газы, циркулирующие бесполезно в системе, выпускаются через вентиль *V* воздухоотделителя наружу. Во время стоянки машины вентиль *V* должен быть закрыт.



Фиг. 205. Воздухоотделитель завода Йорк.

a — вход смеси пара и воздуха; *b* — главная всасывающая линия; *c* — поплавок; *d* — выпуск воздуха; *e* — манометр; *f* — изоляция.

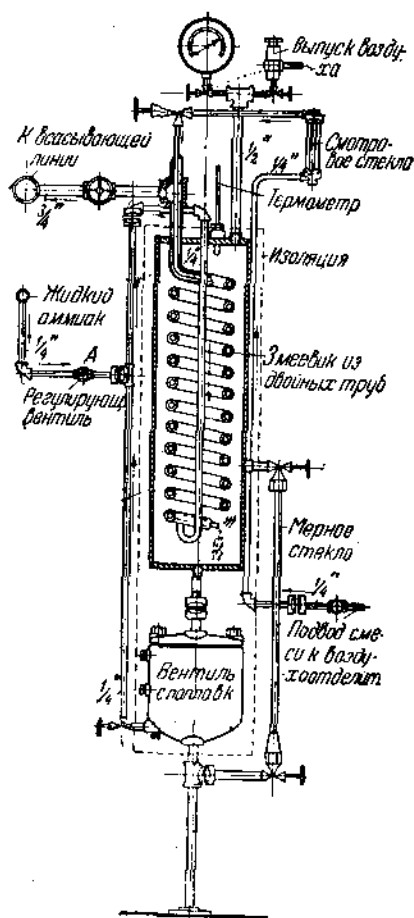
Установка отделителя воздуха системы германского завода Штейн видна на фиг. 204. Жидкий аммиак попадает из конденсатора сначала в аммиакоммер (прибор для измерения холодопроизводительности), а из него через регулирующий вентиль *PV* и трубопровод 2 в испаритель. От уравнительной линии ответвляется труба 3, отводящая смесь инертных газов и паров аммиака через вентиль *V*₁ в воздухоотделитель, представляющий собой стальной баллон с проходящим через него охлаждающим аммиачным змеевиком или трубкой; в нижней части воздухоотделителя собирается жидкий аммиак, который через маленький регулирующий вентиль *V*₂ поступает во внутренний змеевик воздухоотделителя, откуда образовавшиеся пары

по трубке 4 отводятся во всасывающий трубопровод 2. Так как после регулирующего вентиля V_2 во внутреннем эжектире воздухоотделителя происходит испарение аммиака под давлением всасывания, то находящаяся в воз-

Таблица 37.
Размеры воздухоотделителей завода Штейн.

	Размер		
	1	2	3
Холодопроизводительность кал/час до	250 000	2 000 000	4 000 000
Высота, м	1,8	1,8	1,8
Вес нетто, кг	70	75	100
Вес брутто, кг	110	120	150

духоотделителе смесь инертных газов и паров сильно охлаждается, и пары аммиака оседают вниз в виде конденсата. Инертные газы собираются в верхней части воздухоотделителя и выпускаются из него через вентиль V_3 обычным способом под водяной уровень в стакане. О конструкции аммиакомера системы завода Штейн будет сказано ниже.



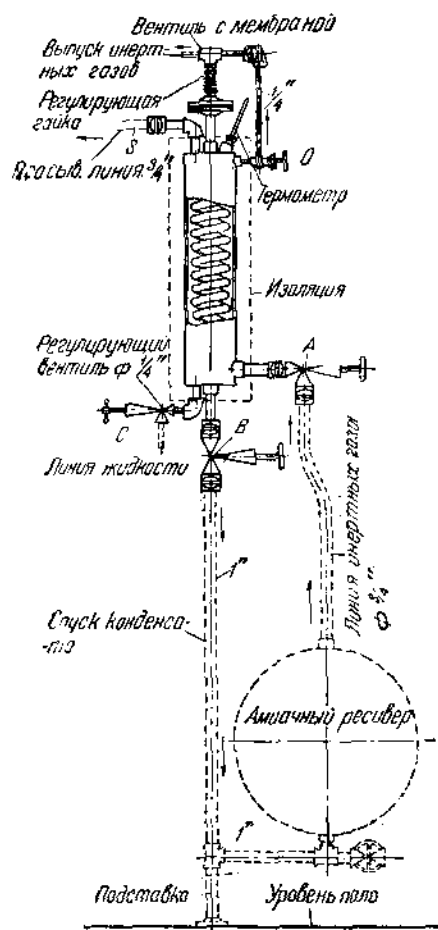
Фиг. 203. Двухтрубный воздухоотделитель завода Йорк.

душная в виде двухтрубного спирального змеевика, помещенного в стальном цилиндре.

На фиг. 205 показана двухтрубная конструкция воздухоотделителя американского завода Йорк. Воздухоотделитель установлен непосредственно на холодной всасывающей линии и потому не занимает никакого места. Смесь инертных газов и паров аммиака поступает через вентиль B под конденсаторным давлением в кольцевое пространство между холодной всасывающей трубой и насаженной на ней наружной изолированной трубой. Большая часть холодильного агента выпадает из смеси в виде конденсата, а парциальное давление инертных газов возрастает. Предохранительный вентиль устанавливается так, чтобы инертные газы уходили через вентиль A под давлением на 1—2 ат ниже конденсаторного давления; давление истечения отсчитывается по манометру. Скопленный холодильный агент собирается в особом резервуаре, расположенном под воздухоотделителем и снабженном поплавковым вентилем; последний регулирует впрыскивание холодильного агента во всасывающую линию. Испарение впрыснутой жидкости вызывает дополнительное охлаждающее действие, которое усиливает конденсацию холодильного агента в кольцевом пространстве между трубами.

На фиг. 206 показана американская конструкция отделителя воздуха, выпол-

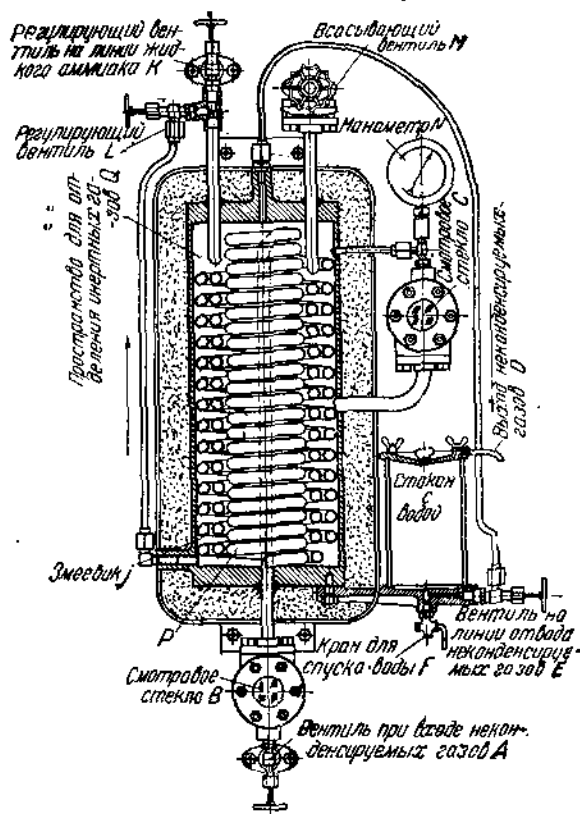
Смесь инертных газов и паров аммиака поступает во внутреннюю шлангу сверху, а жидкий аммиак после прохода через дроссельный клапан во внешнюю шлангу снизу; образовавшиеся при испарении в кольцевом пространстве пары аммиака отводятся во всасывающую линию компрессора. Конденсат паров агента, выделившийся во внутренней шланге из смеси его с инертными газами под влиянием интенсивного процесса испарения во внешней шланге, оседает на дне цилиндра, а отделившиеся газы заполняют верхнюю часть цилиндра, откуда выпускаются наружу через выпускной клапан в верхнем днище цилиндра. Собранный на дне цилиндра конденсат стекает в расположенный под ним приемник жид-



Фиг. 207. Установка двухтрубного воздухоотделителя Йорк.

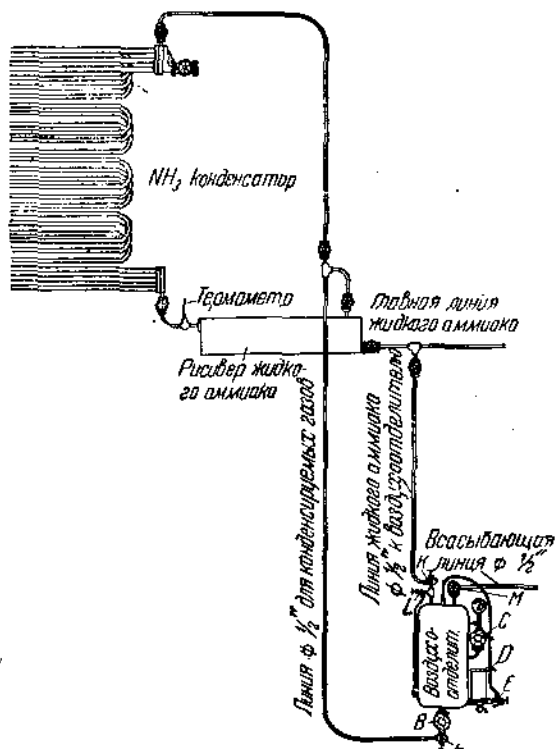
кого аммиака с поплавковым регулирующим клапаном, перепускающим жидкий аммиак в нижний конец внешней шланги для охлаждения смеси и выделения из нее агента в виде конденсата. В конструкции трубопровода жидкого аммиака предусмотрена возможность питания внешней шланги змеевика жидким аммиаком от жидкостной линии в начальный период работы аппарата. Пример установки подобного воздухоотделителя на ресивере жидкого аммиака показан на фиг. 207.

На фиг. 208 приведена конструкция воздухоотделителя английского завода Л. Стерн, состоящего из двух самостоятельных змеевиков, расположенных в стальном цилиндре; смесь инертных газов с парами холодильного агента поступает в центральный змеевик Р через нижнее днище цилиндра и протекает через него по направлению сверху вниз. Образовавшийся в нем под влиянием охлаждающего действия двухрядного внешнего

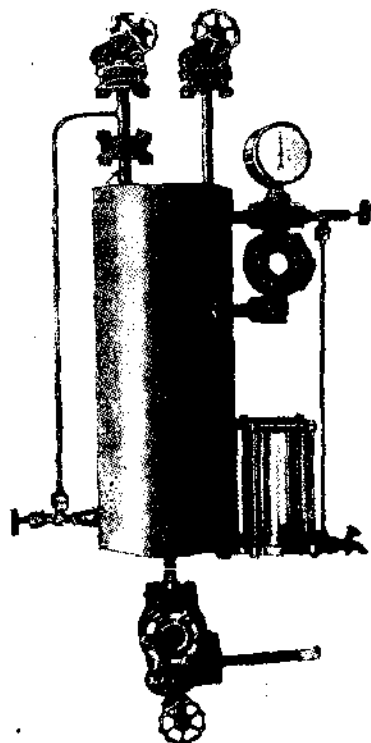


Фиг. 208. Воздухоотделитель английского завода Стерн.

змеевика конденсат стекает на дно цилиндра, а отделившиеся газы собираются в верхней части цилиндра *Q*, откуда отводятся через верхнее днище специальной трубкой с вентилем *E*; выпуск инертных газов производится под водяной уровень в стакане *G* для контроля интенсивности происходящего процесса отделения воздуха. Охлаждение смеси производится наружным двухрядным змеевиком *J*, питаемым жидким аммиаком через регулирующий вентиль *K*, а отсасывание образовавшихся при испарении паров аммиака производится через вентиль *M*, присоединяющий испарительный змеевик ко всасывающей линии компрессора. При накоплении жидкого аммиака в цилиндре питание испарительного змеевика *J* производится из цилиндра



Фиг. 209. Установка воздухоотделителя завода Стерн на оросительном конденсаторе.



Фиг. 210. Внешний вид воздухоотделителя завода Стерн.

Q через регулирующий вентиль *L*, тогда вентиль *K* на линии жидкого аммиака запирается. Давление в цилиндре контролируется показанием манометра *N*, а уровень жидкости в цилиндре — смотровым стеклом *C*.

Установка воздухоохладителя системы Л. Стерн на оросительном конденсаторе видна из фиг. 209.

Внешний вид отделителя воздуха системы Л. Стерн виден из фиг. 210.

По идее и конструкции этот воздухоотделитель мало отличается от системы Йорка.

Наилучшим местом для отвода инертных газов во время работы установки является верхняя часть расположенного ниже конденсатора сборника жидкого аммиака.

§ 2. Аммиакомеры.

Постоянный контроль рабочего состояния холодильной машины и ее холодопроизводительности имеет существенное значение для эксплуатации, поэтому включение в замкнутую систему трубопроводов холодильного

агента постоянно действующих контрольных приборов является целесообразным средством, могущим во время сигнализировать о наступившем ухудшении в работе холодильной машины. Так как холодопроизводительность машины в основном зависит прежде всего от часового количества циркулирующего в системе агента, то задача контрольного прибора сводится к измерению этого количества, которое легче всего произвести в линии жидкого агента до его поступления в регулируемую станцию. Холодопроизводительность машины Q_0 *брутто* получается путем перемножения замеренного часового количества циркулирующего в системе агента G_a на холодопроизводительность 1 кг агента q_0 (кал/кг):

$$Q_0 = G_a q_0. \quad (1)$$

Холодопроизводительность q_0 (кал/кг) изменяется с температурой испарения и переохлаждения, но эти изменения незначительны и могут быть легко учтены по таблицам паров холодильного агента. Для определения количества циркулирующего в системе сконденсированного холодильного агента G_a находят применение измерительные приборы: а) с неразрывным протоком жидкости в трубе полным сечением, б) со свободным уровнем жидкости и в) объемные с опрокидными сосудами.

На фиг. 211 показан аммиакомер с неразрывным протоком жидкости в виде трубы Вентури с дифференциальным ртутным манометром. Обозначив диаметр трубы Вентури в широком сечении d_1 и в узком d_2 , давления соответственно P_1 и P_2 , скорости — w_1 и w_2 , объемные веса жидкого аммиака γ_a , ртути — $\gamma_{рт}$, масла — γ_o , имеем по уравнению Бернулли:

$$\frac{P_1}{\gamma_a} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma_a} + \frac{w_2^2}{2g} \text{ и } \frac{P_1 - P_2}{\gamma_a} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}. \quad (2)$$

Принимая во внимание условие неразрывности струи, имеем

$$d_1^2 \cdot w_1 = d_2^2 \cdot w_2 \text{ и } w_2 = w_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad (3)$$

и после подстановки значения w_2 в уравнение (2)

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_a} = \frac{w_1^2}{2g} \left[\left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 - 1 \right], \quad (4)$$

откуда

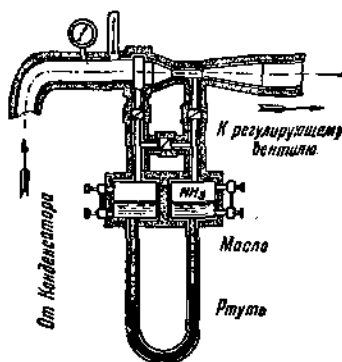
$$w_1 = \sqrt{\frac{2g \cdot \frac{P_1 - P_2}{\gamma_a}}{\left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 - 1}} = A \cdot \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma_a}}, \quad (5)$$

где $A = \sqrt{\frac{2g}{\left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 - 1}}.$

Часовое количество циркулирующего в системе аммиака определяется по уравнению:

$$G_a = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot w_1 \cdot \gamma_a = 900 \cdot \pi \cdot d_1^2 \gamma_a \cdot A \cdot \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma_a}} = B \cdot \sqrt{(P_1 - P_2) \cdot \gamma_a}, \quad (6)$$

где $B = 900 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 - 1}}$



Фиг. 211. Аммиакомер Вентури.

— постоянная величина прибора. Обозначив показание дифференциального манометра через h (мм рт. ст.), имеем

$$P_1 - P_2 = \frac{h}{1000} \cdot (\gamma_{pm} - \gamma_0), \quad (7)$$

$$G_a = B \cdot \sqrt{\frac{(\gamma_{pm} - \gamma_0) \gamma_a}{1000}} \cdot \sqrt{h} = C \cdot \sqrt{\gamma_a} \cdot \sqrt{h}, \quad (8)$$

где

$$C = 900 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 - 1}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_{pm} - \gamma_0}{1000}} = 12500 \cdot \frac{d_1^2}{\sqrt{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 - 1}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma_{pm} - \gamma_0}{1000}}. \quad (9)$$

Приняв $\gamma_{pm} = 13596 \text{ кг/м}^3$, $\gamma_0 = 900 \text{ кг/м}^3$, имеем:

$$C = 44500 \cdot \frac{d_1^2}{\sqrt{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 - 1}}, \text{ где } d \text{ в метрах. Для частного случая } \frac{d_1}{d_2} = 2,$$

$c = 11500 \cdot d_1^2$; приняв в среднем $\gamma_a = 610 \text{ кг/м}^3$ (при $+20^\circ \text{ Ц}$), имеем:

$$G_a = 284000 \cdot d_1^2 \cdot \sqrt{h}, \quad (10)$$

где d_1 — диаметр трубы в метрах и h — показание дифференциального манометра в мм ртутного столба.

Пример. На жидкостном трубопроводе установлен аммиакомер Вентури диаметром 40/20 мм. Во время работы дифференциальный ртутный манометр дает показание $h = 50$ мм рт. ст. Часовое количество циркулирующего в системе аммиака составляет

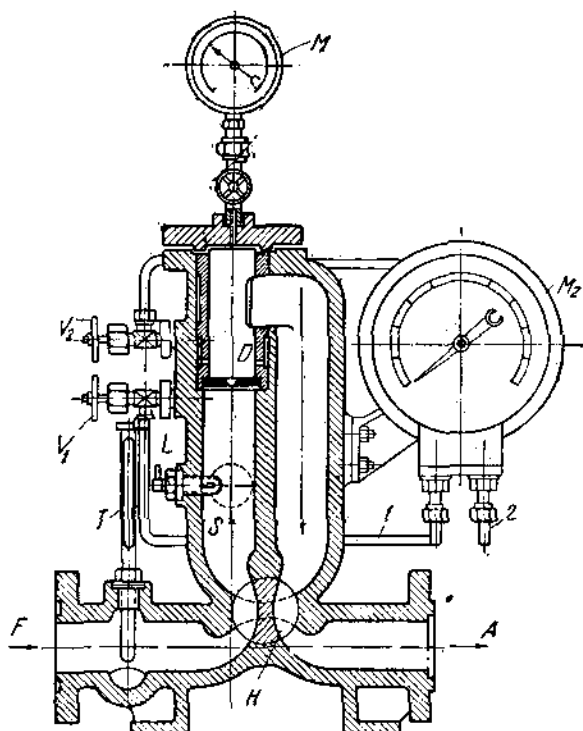
$$G_a = 284000 \cdot 0,040^2 \cdot \sqrt{50} = 455 \cdot \sqrt{50} = 3220 \text{ кг/час.}$$

Аммиакомеры типа Вентури широко применяются в Америке в установках большой и средней мощности, при малых же размерах прибора или очень малых скоростях потока аммиака точность их показаний сомнительна и потому в малых установках они распространения не получили.

На фиг. 212 показана конструкция аммиакомера системы Линде. Мерная диафрагма помещается в чугунном корпусе, включаемом в линию жидкого аммиака перед регулирующим вентилем. Жидкий аммиак поступает в аппарат через штуцер F , омывает по пути термометр T , и при помощи крана H может быть направлен вверх к измерительной диафрагме D (положение на чертеже) или мимо аппарата к выходному штуцеру A (положение крана H показано пунктиром); происходящее в диафрагме падение давления $\Delta p = p_1 - p_2$ измеряется дифференциальным манометром M_2 , присоединенным к прибору соединительными трубками 1 (перед диафрагмой) и 2 (после диафрагмы). Электрическая лампочка L просвечивает протекающую струю аммиака, которую можно хорошо видеть через смотровое стекло S . Для включения аппарата при производстве измерения холодопроизводительности кран H устанавливается в рабочее положение (показанном на чертеже) и открываются вентильки V_1 и V_2 , присоединяющие дифференциальный манометр M_2 . Ввиду того что мембрана дифференциального манометра рассчитана лишь на незначительную разность давлений, не превышающую 3 атм, включение дифференциального манометра должно производиться с большой осторожностью во избежание возможности продавливания мембраны под односторонним воздействием на нее конденсаторного давления. Для устранения этой опасности у дифференциального

манометра устанавливается дополнительный вентиль (на фиг. 212 не показан), сообщающий между собой соединительные трубки 1 и 2, а следовательно, и полости манометра перед и за мембраной. Этот предохранительный вентиль при включении аппарата должен быть обязательно открыт; вследствие сообщения

через него между собой трубок 1 и 2 одновременное открытие запорных вентильков V_1 и V_2 не отражается на мембране и стрелка манометра остается неподвижной. Лишь последующее закрытие этого предохранительного вентиля перед началом отсчетов разобщает полости манометра между собой, и только тогда дифференциальный манометр позволяет сделать отсчет разности давлений перед и за диафрагмой, определяющей собой расход аммиака через измерительную диафрагму. Перед выключением аппарата в первую очередь должен быть открыт указанный предохранительный вентиль, после чего запираются вентильки V_1 и V_2 и кран H перекрывается на сквозной проход от F к A . Несоблюдение указанной последовательности операций включения и выключения аппарата приводит к продавливанию мембраны и выбитию аппарата



Фиг. 212. Аммиакмер Линде.

из строя. Необходимость строгого внимания к нему со стороны обслуживающего персонала делает его мало удобным для широкого практического применения. При диаметре измерительной диафрагмы d (м) и разности давлений перед и за диафрагмой $\Delta p = p_1 - p_2$ (кг/см²) часовое количество протекающего через нее аммиака определяется по уравнению

$$G_a = 3600 \cdot \mu \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \gamma_a \cdot 10^2 \sqrt{2g \cdot \frac{(p_1 - p_2)}{\gamma_a}} = 90000 \cdot \mu \cdot \pi \cdot d^2 \sqrt{2g \cdot \Delta p \cdot \gamma_a} \quad (11)$$

Приняв округленно $\mu \approx 0,63$ и $\gamma_a \approx 610$ кг/м³ (при $+20^\circ$ Ц), имеем:

$$G_a = 18412000 \cdot d^2 \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (12)$$

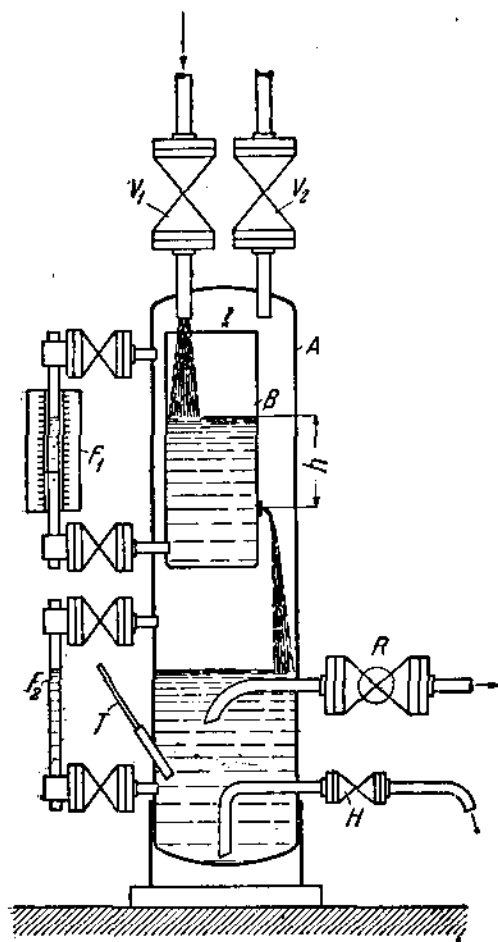
Пример. Диаметр измерительной диафрагмы $d = 0,015$ м, показание дифференциального манометра $\Delta p = 0,6$ кг/см²; часовое количество циркулирующего аммиака составляет при этом:

$$G_a = 18412000 \cdot 0,015^2 \cdot \sqrt{0,6} = 3220 \text{ кг/час.}$$

Дифференциальный манометр имеет обычно две шкалы: одна из них является шкалой Δp , а другая указывает соответствующую данному Δp холодопроизводительность машины Q_0 при холодопроизводительности 1 кг аммиака $q_0 = 282$ кал/кг при „нормальных“ условиях, так как холодопроизводительность, отнесенная к 1 кг, изменяется незначительно с изменением температурного режима.

Прохождение через прибор пузырей пара (при недостатке аммиака) или воздуха легко можно видеть через смотровое стекло: оно также легко обнаруживается в этом случае благодаря сильному биению стрелки дифференциального манометра. Нормальная работа этого прибора может быть обеспечена лишь при наличии в установке автоматического отделителя воздуха и при наличии значительного переохлаждения жидкости, так как в противном случае при дросселировании жидкости в диафрагме образуются

пузыри пара и нормальная работа прибора нарушается.



Фиг. 213. Аммиакомер Глесселя.

миака при „нормальных“ условиях. В нижней части баллона сделан вставок для термометра T , позволяющего вносить поправку к отсчитанной по шкале холодопроизводительности по фактической температуре аммиака перед регулирующим вентилем. Мерное стекло F_2 позволяет судить о достаточности запаса жидкого аммиака в системе, а поддержание уровня жидкости на постоянной высоте свидетельствует о правильном открытии регулирующего вентиля. Вентиль V_2 присоединяет аммиакомер к линии, выравнивающей давление в аммиакомере и конденсаторе.

Часовое количество аммиака, протекающего через калиброванное отверстие диаметром d (м), определяется уравнением:

$$G_a = 3\,600 \cdot \mu \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \gamma_a \cdot \sqrt{2gh} = 900 \cdot \mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \gamma_a \cdot \sqrt{2gh}, \quad (13)$$

где h (м) — высота уровня жидкого аммиака в мерном сосуде над центром калиброванного отверстия D .

Приняв округленно $\mu \approx 0,63$ и $\gamma_a \approx 610 \text{ кг/м}^3$ (при 20°Ц), имеем

$$G_a = 4808500 \cdot d^2 \cdot \sqrt{h}. \quad (14)$$

Пример. Диаметр калиброванного отверстия $d = 0,030 \text{ м}$, высота уровня жидкости в мерном сосуде над отверстием $h = 0,5 \text{ м}$. Часовое количество циркулирующего аммиака составляет:

$$G_a = 4808500 \cdot 0,03^2 \cdot \sqrt{0,5} = 3060 \text{ кг/час.}$$

ТАБЛИЦА 38.

Размеры аммиакомеров системы Глесселя (в исполнении завода Штейн).

Модель №	0	1	2	3	4	5	6
Холодопроизводительность кал/час до:	10 000	20 000	60 000	250 000	1 000 000	2 000 000	4 000 000
Диаметр цилиндра, мм	150	230	250	300	350	430	500
Высота, мм	800	1 000	1 100	1 200	1 550	1 700	1 900
Вес нетто, кг	55	80	106	143	185	305	400
Вес брутто, кг	85	120	150	200	250	375	500

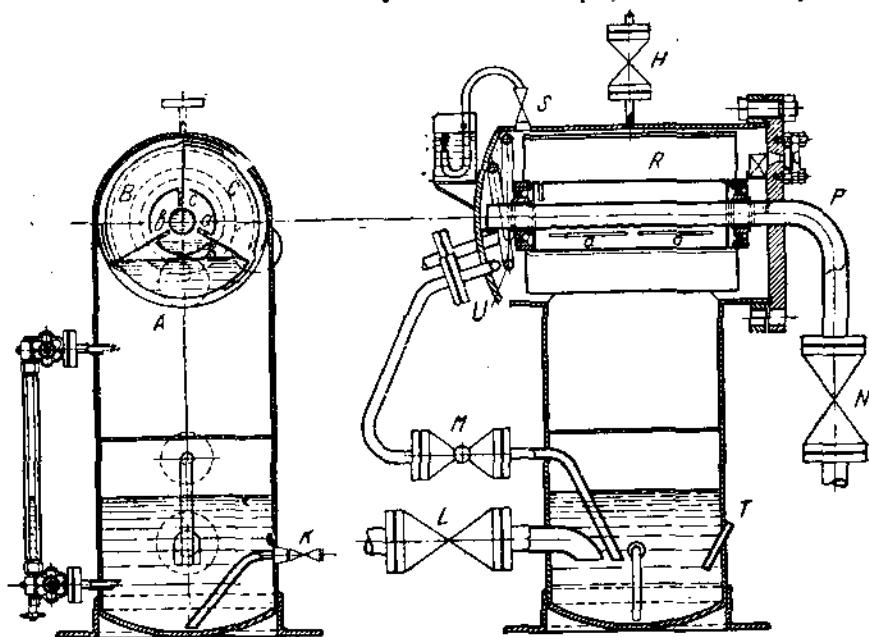
Опыты Штукле показали, что аммиакомер системы Глесселя работает хорошо, если регулирующий клапан устанавливается с определенным открытием на весь опыт, протекающий в установившемся тепловом состоянии. Всякие отклонения от установившегося теплового состояния, вызванные или неудачной перестановкой регулирующего клапана или какими-либо другими причинами, очень быстро отражаются на аммиакомере и выражаются в повышении или понижении уровня жидкости как в верхнем, так и нижнем указательных стеклах.

Показания аммиакомера, перечисленные на действительные условия работы, не давали отклонений от действительных значений больших, чем в пределах от $-1,0$ до $+0,4\%$.

Опыт работы с аммиакомером Глесселя № 0 в холодильной лаборатории КМММИ показал ощутительную потерю переохлаждения жидкого аммиака в аппарате Глесселя, очевидно благодаря происходящей частичной конденсации паров аммиака, перетекающих в аммиакомер из конденсатора через уравнивательную линию. При отсутствии значительного количества инертного газа равновесия между переохлажденной жидкостью и паром с температурой, соответствующей давлению конденсации, быть не может, и поддержание свободного уровня жидкости в аммиакомере возможно лишь при условии динамического равновесия с постоянным притоком пара через соединительную линию; при закрытии последней, находящаяся в аммиакомере переохлажденная жидкость постепенно конденсирует находящийся в нем пар, аммиакомер наполняется жидкостью снизу доверху, и возможность каких-либо отсчетов исчезает.

Однако чрезмерное открытие запорного клапана на соединительной линии становится вредным, так как оказывается возможным проход паров аммиака в обход конденсатора к регулирующему клапану. Для правильной работы аммиакомера Глесселя необходимо не только искусно отрегулировать открытие клапана V_2 на соединительной линии, но и частично дросселировать приток жидкого аммиака из конденсатора в аммиакомер, благодаря чему пользование им оказывается в практических условиях затруднительным. Нормальная работа аммиакомера Глесселя возможна поэтому лишь при установке его по ходу аммиака между конденсатором и переохладителем.

На фиг. 214 показана конструкция объемного аммиакомера с опрокидными сосудами системы инж. Кобулашвили. Корпус аммиакомера состоит из двух цилиндров, сваренных друг с другом под прямым углом, причем один из них (ресивер) поставлен вертикально, а другой, являющийся кожухом к вращающемуся барабану, — горизонтально. Верхний цилиндр имеет с одной стороны приварное днище, с другой стороны закрывается глухим фланцем, через который проходит подводящая жидкость труба с заваренным доньшком на конце. Указанная труба является одновременно осью для вращающегося на шарикоподшипниках барабана. Вращающийся барабан состоит из распределительной трубы с продольными щелями (*a*, *b*, *c*), прорезанными под углом 120° , к которой приварены по образующей три камеры под углом 120° , закрытые с обоих концов доньшками, и три трубочки, смещенные также под углом 120° . Корпус аммиакомера для вы-



Фиг. 214. Аммиакомер инж. Кобулашвили.

равнивания давления сообщается с конденсатором при помощи вентиля *H*. Внутри сосуда крепится счетчик оборотов барабана, показания которого записываются через смотровое стекло. В вертикальном цилиндре (ресивере) имеется мерное стекло с обратными шариковыми клапанами, препятствующими вытеканию аммиака при повреждении стекла; стекло заключено в предохранительный кожух для защиты от механических повреждений. На ресивере имеются: а) маслоспускной кран *K* с опущенной до дна трубкой для периодического выпуска масла, оседающего на дне цилиндра; б) аммиачный запорный вентиль *L* для отвода жидкого аммиака в регулируемую станцию; в) регулирующий вентиль *M* с трубкой к змеевику для охлаждения с целью отделения воздуха и других инертных газов; г) термометровая гильза *T* для замера температуры жидкого аммиака в ресивере. Жидкий аммиак, поступающий из конденсатора в подводящую трубу *P* через вентиль *N*, выливается через имеющиеся в ней отверстия в распределительную трубу, откуда по продольной щели *a* поступает в камеру *A*, производя постепенное ее заполнение. Когда уровень жидкости в камере *A* поднимается до нижней образующей распределительной трубы, аммиачный пар из левой половины будет вытесняться через трубку *1* в распределительную трубу, а из правой половины — через те же жидкостные

шли, ибо они не заливаются жидкостью. Когда камера *A* заполнится целиком, уровень жидкости в распределительной трубе поднимается настолько, что жидкость начнет переливаться через щель *b* в камеру *B*. При некотором заполнении камеры *B* левая сторона барабана получает перевес в такой мере, что барабан начинает вращаться против часовой стрелки, причем камера *A* начинает опорожняться через узкую открытую горловину, а камера *B* — непрерывно заполняться. Камера *B* займет положение камеры *A*, а камера *A* соответствующим образом переместится на место камеры *C*. В целях получения спокойного уровня жидкости в ресивере на некоторой высоте последнего приваривается решетка из листового железа с наскверленными в ней отверстиями. Каждый оборот барабана отмечается счетчиком числа оборотов и дает количество жидкости *V*, равное сумме емкостей трех камер *A*, *B*, *C*:

$$V = V_A + V_B + V_C.$$

Если показание счетчика в начале опыта было n_1 , а через z часов — n_2 , то часовое количество циркулирующего аммиака составит:

$$G_a = \frac{V \cdot \gamma_a \cdot (n_2 - n_1)}{z}. \quad (15)$$

Выпуск инертных газов, отделившихся под влиянием охлаждения смеси эмсевином *U*, производится через вентиль *S* под уровень воды в стакане.

Как объемный и суммирующий прибор он должен явиться наиболее удобным для постоянного учета производительности мощных холодильных установок.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛ. X.

А. На русском языке.

1. Ведерников А. Н., Методы обмера аммиака, рассола, воды и воздуха, Известия Теплотехнического института № 3/36, Москва 1928.
2. Инокutti, Новый измеритель циркуляции холодильного реагента, перевод с англ., Скоропортящиеся продукты и холодильное дело, № 5, Москва 1929.
3. Иоэльсон Е. Б., Могут ли контроллеры, установленные на холодильниках, правильно работать? Холодильное дело № 1, Москва 1933.
4. Правила испытания холодильных машин и установок, перев. с нем., Снабтехиздат, 1932.
5. Рубинштейн Я. М., К проекту норм для измерения расхода жидкостей, газов и пара при помощи дроссельных приборов (с приложением подробного списка литературы), изд. Всесоюзного энергетического комитета, Москва 1932.
6. Рубинштейн Я. М., Нормы (правила) измерения расхода жидкостей, газов и пара при помощи дроссельных приборов, Всесоюзный теплотехнический институт им. Ф. Дзержинского, Энергониздат, 1933.
7. Цыдзик В. Е., Характеристика основных типов аппаратов, применяемых в современном холодильном машиностроении, „Холодильное дело“, № 7—8, Москва 1930.

Б. На английском языке.

8. Test Code for Refrigerating Systems. ASRE Circular № 8, The American Society of Refrigerating Engineers, New York 1926.
9. The Refrigerating Data-Book and Catalog, The American Society of Refrigerating Engineers, First Edition, New York 1932—1933.

В. На немецком языке.

10. Federmann Karl, Versuche an einer Kompressionskältemaschine über die Flüssigkeitsführung in den Zylinder, über den Einfluss von Regelapparaten auf die Unterkühlung und über die Verdampferfüllung, Dissertation, Technische Hochschule zu Stuttgart, 1931.
11. Heinze K., Korrekturtafel für Leistungsmesser, die in Normalkalorien geeicht sind, für Ammoniak-Kältemaschinen-Anlagen, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 39 Jahrg., 11 Heft, Berlin 1932.
12. Plank R., Ueber die Zersetzung des Ammoniaks, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 22 Jahrg., H. 3 und 5, München 1915.
13. Stückle, Untersuchung eines Leistungsprüfers für Kältemaschinen der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 34, Heft 6, 1927.
14. Stückle R., Ueber die Messung der Menge des umlaufenden Kältemittels in Kältemaschinen, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 33, Heft 11—12, 1925.
15. Stückle R., Die Kältemaschinen-Einrichtungen im Ingenieur-Laboratorium der Technischen Hochschule Stuttgart.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

ТРУБЫ, АРМАТУРА, ФАСОННЫЕ ЧАСТИ.

§ 1. Трубы стальные бесшовные для аммиачных трубопроводов и аппаратов.

В аммиачных трубопроводах при самых неблагоприятных условиях давление на нагнетательной стороне не превосходит 20 кг/см^2 и температура $+200^\circ \text{C}$, а нормально давление не превышает 15 кг/см^2 и температура $+150^\circ \text{C}$. Для указанных условий ОСТ 739 устанавливает условное давление $p_{\text{усл}} = 25 \text{ кг/см}^2$ и пробное гидравлическое давление $p_{\text{проб}} = 35 \text{ кг/см}^2$. Для аммиачных трубопроводов в соответствии с нормальным рядом проходов для трубопроводов по ОСТ 740 принимаются условные проходы 6, 10, 13, 19, 25, 32, 38, 50, 65, 76, 90, 100, 125, 150, 175, 200 и 250 мм.

Соответственно назначению и установленным типам соединений для аммиака применяются три типа труб:

а) Для трубопроводов (для условных проходов от 13 до 250 мм), учитывая нормальное фланцевое соединение под развальцовку или приварку — гладкие бесшовные трубы с минимальной толщиной стенки согласно принятому условному давлению.

б) Для изготовления аппаратов, имея в виду специальные условия обработки и неблагоприятные условия работы (испарители, оросительные конденсаторы), — гладкие бесшовные трубы (для условных проходов от 25 до 50 мм) тех же наружных диаметров, что и в п. „а“, но с увеличенной толщиной стенок по ассортименту стальных труб для более высокого условного давления. Толщина стенок для этих труб принимается 3,5 мм.

в) Для фланцевого соединения под резьбу или гайкой (для условных проходов до 50 мм) — трубы с газовой нарезкой, имеющие соответственно увеличенные толщины стенок.

Сводная таблица размеров аммиачных труб дана в приложениях.

Для аммиачных труб ввиду ответственности их назначения и особенностей технологических процессов изготовления аппаратуры устанавливаются повышенные требования как по допускам в размерах, так и по количеству и показателям технологических проб и правилам приемки. Трубы подвергаются испытаниям на раздачу в холодном состоянии, на обжатие в горячем состоянии, на холодное сплющивание, на загиб в холодном состоянии без набивки песком на угол 180° (для труб наружным диаметром до 60 мм) на ролике соответственного профиля и радиуса и на загиб на 90° в горячем состоянии (для труб наружным диаметром свыше 60 мм до 115 мм) с набивкой песком.

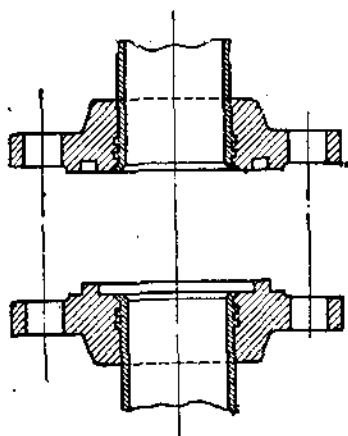
§ 2. Фланцевые соединения аммиачных трубопроводов.

Нормальным типом соединения для аммиачных трубопроводов являются фланцевые соединения под развальцовку и под приварку. Если соединение под развальцовку является наиболее простым и универсальным при производстве монтажных работ, то соединение под приварку завоевало себе широкое применение в заводских условиях, совпадая по характеру с рабо-

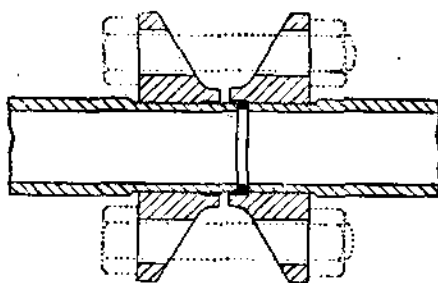
тами по производству сварной холодильной аппаратуры. Для диаметров труб от 10 до 25 мм применяются также фланцы под резьбу, которые дают наиболее удобное и надежное соединение для труб малых диаметров; этот тип соединения продолжается далее до 50 мм, как нереккомендованный.

Тип и размеры фланцев (фиг. 215) и присоединительных размеров соответствуют условному давлению в 25 кг/см^2 . Для проходов всех диаметров обязателен тип соединения с выступом и выемкой. Фланцы под развальцовку выполняются с буртом, обеспечивающим плотность соединения. Фланцы под приварку снабжаются хвостом для приварки к трубе. Материал фланцев — сталь. При соединении фланца с трубой на резьбе последняя как на трубе, так и на фланце предварительно облуживается; после навертки фланца на трубу места выхода трубы из фланца с обеих сторон пропаиваются во избежание утечки холодильного агента через резьбу. Материал для прокладок — клингерит.

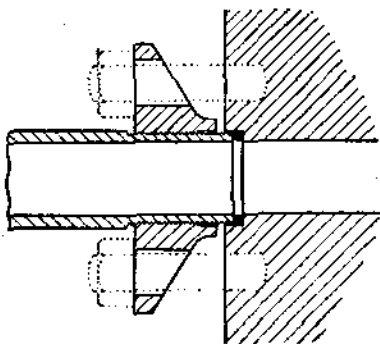
Для соединения двух фланцев с выемками (что возможно при непосредственном соединении арматуры и фасонных частей, которые всегда имеют оба фланца с выемками) вводятся промежу-



Фиг. 215. Тип соединения с уплотнительной прокладкой между фланцами.



Фиг. 216. Тип соединения с уплотнительной прокладкой между торцами труб.

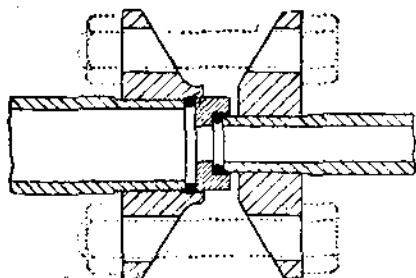


Фиг. 217. Присоединение к корпусу цилиндра или фасонной части.

точные кольца, закладываемые в выемки с прокладками с обеих сторон. Материал для колец — сталь. Диаметры колец соответствуют диаметрам выступов, толщина колец — двойной глубине выемки.

Таблицы размеров фланцев под развальцовку, приварку и под резьбу даны в приложениях.

На фиг. 216 показан тип соединения аммиачных труб (английского завода Л. Стерн) с зажатием уплотнительной прокладки между торцами труб, а не фланцами. Фланцы при этом надеваются на концы труб без облуживания и опайки. Материал прокладок — алюминиевые кольца. Этот тип соединения является наиболее распространенным в углекислотных трубопроводах. На фиг. 217 показано расположение про-



Фиг. 218. Соединение труб различных диаметров.

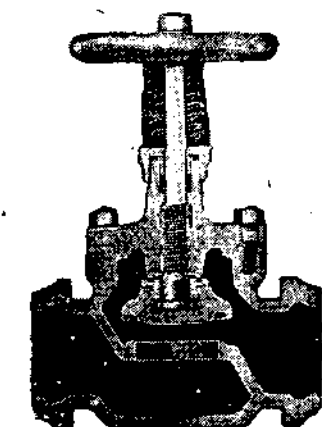
кладки в случае присоединения к корпусу цилиндра или фасонной части. Фиг. 218 показывает соединение труб различных диаметров при помощи промежуточного кольца. Относительно высокая стоимость прокладки вполне оправдывается в данном случае упрощением фланцевого соединения.

Для труб с условным диаметром прохода от 6 до 32 мм во многих случаях по соображениям компактности соединения целесообразно применение овальных фланцевых соединений на двух болтах с сохранением присоединительных размеров, одинаковых с круглыми фланцами; при этом увеличение диаметров болтов оказывается необходимым лишь для диаметров прохода 25 и 32 мм. Для труб с условным диаметром прохода от 6 до 19 мм оказывается целесообразным во многих случаях практики, в особенности, в применении к малым машинам, соединение с накидной гайкой. Таблицы размеров овальных фланцевых соединений и соединений с накидной гайкой даны в приложениях.

§ 3. Запорная аммиачная арматура и нормальные регулирующие вентили.

Принятое условное давление для аммиачной арматуры $p_{усл} = 25 \text{ кг/см}^2$ является границей, начиная с которой рядом зарубежных норм рекомендуется применять в качестве материала для арматуры стальное литье.

Однако практика наших заводов холодильного машиностроения, в частности, завода „Компрессор“, показывает, что, применяя специальные методы литья, можно получить вполне удовлетворительную легкую тонкостенную чугунную арматуру, непроницаемую для аммиака, выдерживающую пробное гидравлическое давление до 50 кг/см^2 . Швейцарские нормы также рекомендуют применение чугуна для аммиачной арматуры при $p_{усл} = 25 \text{ кг/см}^2$ для условного прохода не свыше 250 мм. Изготовление арматуры из чугуна вызывает необходимость делать все фланцы с выемками, так как выступ, имея ширину всего до 10 мм, не давал бы гарантии непроницаемости для аммиака для арматуры больших проходов с толщиной стенки более 10 мм. Такие же фланцы, только с выемками, приходится иметь у всех фасонных частей.



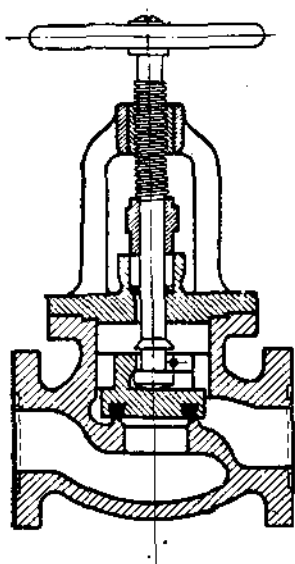
Фиг. 219. Аммиачный запорный проходной вентиль завода Йорк с защищенным от обмерзания шпинделем.

На фиг. 219 показана конструкция аммиачного запорного проходного вентиля завода Йорк с нарезкой для прохождения шпинделя в теле крышки. Клапан не имеет направляющих ребер, благодаря чему уменьшается сопротивление протеканию газа. На фиг. 219 показано приспособление, предохраняющее шпиндель всасывающего вентиля от обмерзания талой водой, могущего привести к невозможности произвести своевременное закрытие запорного вентиля, в особенности, если установка вентиля произведена шпинделем вниз. Приспособление состоит в том, что шпиндель окружен рубашкой, заполненной незамерзающей жидкостью (например, незамерзающим маслом, идущим на смазку цилиндра); стенки рубашки имеют телескопическую конструкцию, допускающую сокращение высоты благодаря скольжению одной части стенки внутри другой. Это же приспособление одновременно предохраняет шпиндель от ржавления, если он не выполнен из нержавеющей стали. Уплотнение с обоих концов достигается посредством войлочных колец.

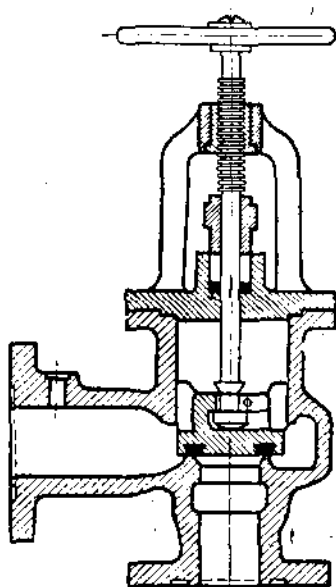
Следует отметить, что конструкция вентиля с вынесенной из корпуса вентиля нарезкой для шпинделя, несмотря на некоторое увеличение высоты,

имеет ряд преимуществ, главным образом, благодаря доступности нарезанной части для наблюдения, смазки и контроля.

Наряду с проходными (фиг. 220) запорными вентилями в холодильной технике находят применение угловые (фиг. 221) запорные вентили, представляющие большое удоб-



Фиг. 220. Аммиачный запорный проходной вентиль.

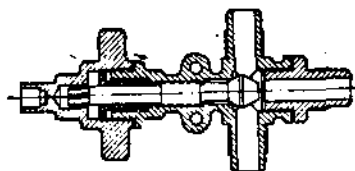


Фиг. 221. Аммиачный запорный угловой вентиль.

ство тем, что они заменяют собой в одно и то же время и вентиль и колено; сопротивление же его при рациональной конструкции меньше сопротивления проходного вентиля. Угловые вентили состоят обычно из тех же деталей, что и проходные для тех же проходов, за исключением корпусов. Как проходные, так и угловые вентили снабжаются стрелками, указывающими направление протекания аммиака, согласно которым вентили должны включаться в трубопровод. Движение аммиака в запорных вентилях осуществляется по направлению подъема клапана. Следует отметить, что для облегчения смены набивки сальника без потери агента

при подъеме вентиля до отказа создается уплотнение между крышкой и тыльной частью клапана или специальным буртиком на шпинделе. Таблица нормальных размеров аммиачных запорных вентиля дана в приложениях.

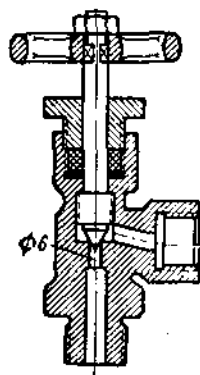
В машинах-автоматах запорные вентили во время работы не нужны и устанавливаются на всасывающей и нагнетательной стороне компрессора лишь для облегчения операций при зарядке автомата. Во избежание опасности неправильного использования этих вентилях в автоматических установках со стороны неподготовленного обслуживающего персонала шпиндели запорных вентилях не должны иметь маховичков, а концы шпинделей должны быть закрыты чавертными колпачками (фиг. 222). Колпачок на противоположном конце имеет



Фиг. 222. Запорный аммиачный вентиль с навертным колпачком.

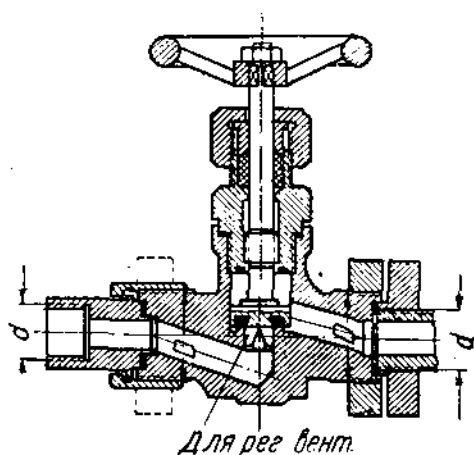
твля может быть насажен обратной стороной на конец шпинделя и использован в качестве маховичка для открытия или закрытия запорного вентиля.

На фиг. 223—225 показаны конструкции запорных аммиачных вентилях малых размеров, изготавливаемых путем поковки в штампах и высверливания внутренних каналов для прохода холодильного агента. Основное достоинство конструкции — непроницаемость стенок для холодильного агента, наименьшее количество поломок и низкая стоимость.

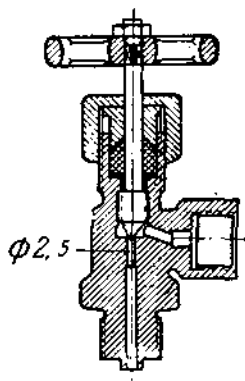


Фиг. 223. Угловой аммиачный вентиль (кованый) со сверленным проходом 6 мм для присоединения на трубной резьбе диаметром $\frac{1}{2}$ дюйма (внутренней или наружной).

Конструкция нормального аммиачного регулирующего вентиля показана на фиг. 226. Для обеспечения точности регулирования значительному осевому перемещению клапана соответствует лишь небольшое увеличение площади проходного сечения; последнее достигается тем, что в длинном



Фиг. 224. Проходной аммиачный вентиль (кованый) со сверсным проходом 10–30 мм: для присоединения на фланцах или резьбе.

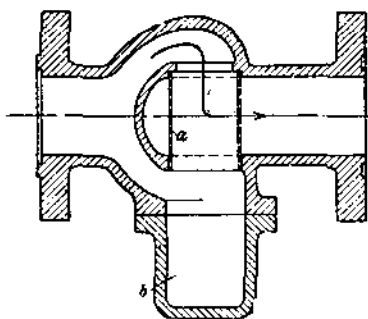


Фиг. 225. Манометровый аммиачный вентиль со сверсным проходом 2,5 мм.

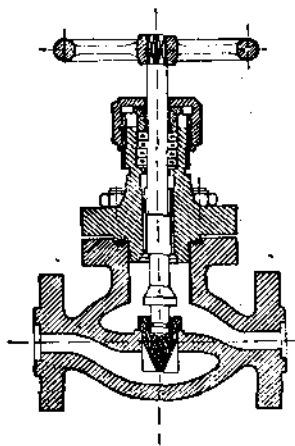
цилиндрическом сквозном хвосте клапана сделаны два продольных наклонных прореза, увеличивающих проходное сечение по мере приближения к концу хвоста.

§ 4. Фасонные аммиачные части.

Фасонные соединительные части должны представлять наименьшее сопротивление протеканию холодильного агента. При разветвлении трубопроводов под прямым углом применяются поэтому шаровые тройники и крестовины. Все фланцы литых фасонных частей получают только выемки, а не выступы, так как незначительная ширина выступов в литом фланце (5–10 мм) не смогла бы обеспечить необходимой газонепроницаемости. Относ фланца H в колене, шаровом тройнике или крестовине определяется обычно формулой $H = d + 100$ мм, где d — диаметр



Фиг. 227. Грязеловитель.



Фиг. 226. Аммиачный регулирующий вентиль.

прохода. Внутренний диаметр шара шарового тройника K определяется обычно формулой $K = 1,5d + 50$ мм с округлением до 10 мм.

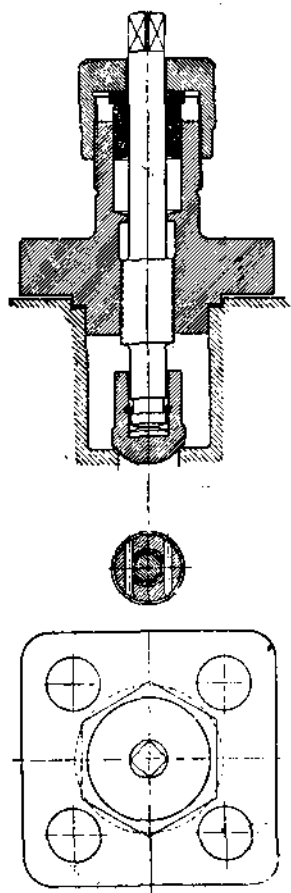
Во избежание возможности попадания в цилиндр компрессора отслоившейся со временем окалины или ржавчины из железных труб весьма полез-

но устанавливать на всасывающем трубопроводе перед компрессором грязеловитель. Приведенная на фиг. 227 конструкция грязеловителя характеризуется небольшим сопротивлением протеканию агента и удобством

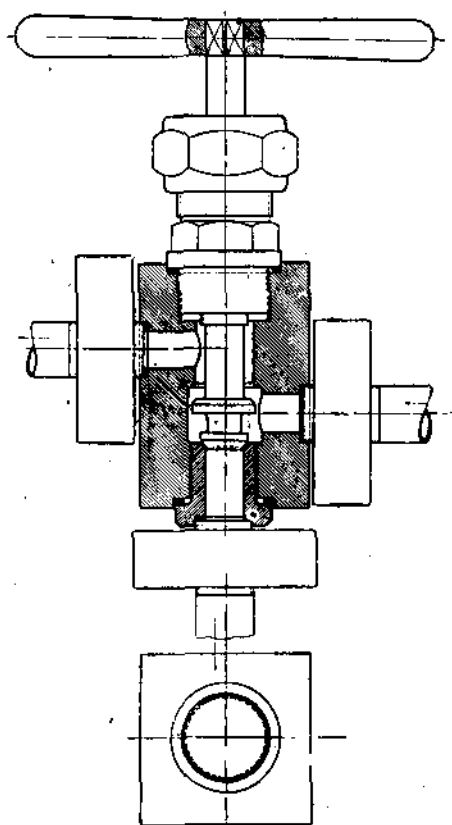
очистки. Осевшая на внутренней поверхности сетки *a* грязь спадает вниз и легко может быть удалена из кармана *b*. Выемка цилиндрической сетки *a* для прочистки производится также очень легко.

§ 5. Арматура для углекислотных машин.

Корпуса клапанов и фасонных частей для углекислоты выполняются обычно из кованых стальных болванок; необходимые каналы для потока холодильного агента получаются путем высверливания. На фиг. 228 показан главный запорный клапан, вставленный в корпус углекислотного стального



Фиг. 228. Углекислотный запорный клапан в корпусе цилиндра.

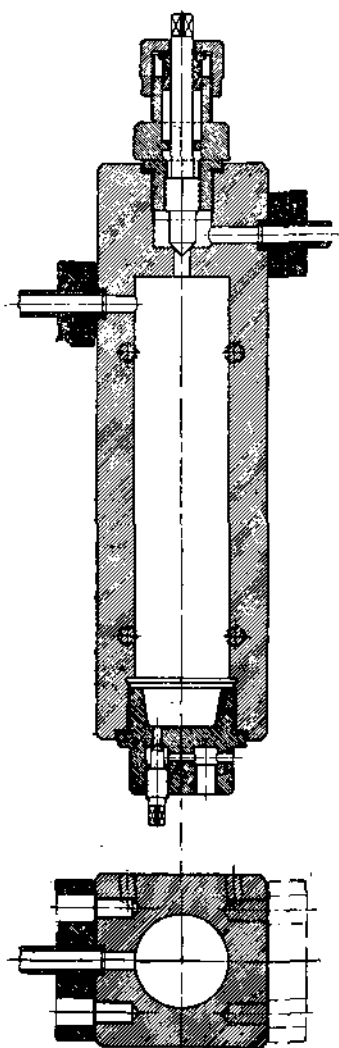


Фиг. 229. Двухседельный запорный клапан завода Нимайер.

цилиндра. Сальниковая набивка — мягкая. Уплотнительная прокладка между крышкой клапана и корпусом цилиндра — из красной меди, толщиной 2 мм. На фиг. 229 показан двухседельный запорный клапан завода Нимайер, открывающий проход по желанию в том или другом направлении.

Фланцы для малых проходов выполняются обычно овальными, причем шпильки для притяжки фланцев к корпусам цилиндров, клапанов, коллекторов и других фасонных частей по соображениям компактности размещаются по диагоналям боковых граней болванки; для больших диаметров прохода фланцы выполняются квадратными. Для присоединения трубопроводов входное и выходное отверстия клапана снабжаются выточками для закладки медных уплотнительных прокладок.

На фиг. 230 показан глицириноотделитель, устанавливаемый обычно на линии жидкой углекислоты до поступления последней в регулирующий вентиль. В приведенной конструкции регулирующий вентиль вставлен в корпус глицириноотделителя, выполненный в виде стальной кованой болванки с высверленной сердцевинной и каналами для протока жидкой углекислоты. Спуск глицерина производится через пробку в днище и сверленный канал, снабженный запорным вентилем. Уплотнения — кольца красной меди.

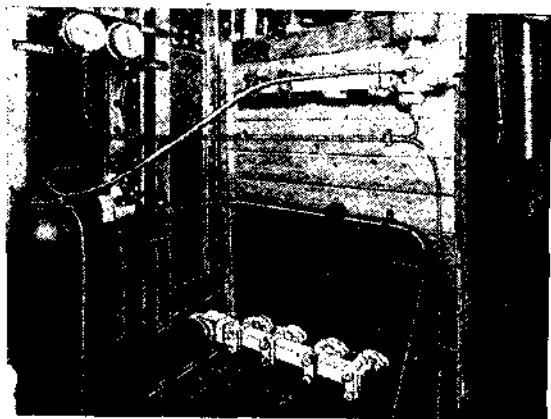


Фиг. 230. Глицириноотделитель с расположенным на нем регулирующим вентилем.

Спуск глицерина производится через пробку в днище и сверленный канал, снабженный запорным вентилем. Уплотнения — кольца красной меди.

Общий вид подобной регулирующей станции углекислотной установки на рефрижераторном судне „Курск“ показан на фиг. 231. На ней ясно видна установка глицириноотделителя с помещенным на нем регулирующим вентилем; на той же фиг. 231 видно производящееся наполнение системы углекислотой из баллона через трубку, присоединенную к всасывающему коллектору испарителя.

На фиг. 232 показана конструкция глицириноотделителя, выполненного в виде отрезка стальной трубы 2, ввернутого своим верхним концом в корпус (фосфористая бронза) регулирующего вентиля 1, а нижним концом — в литой сборник глицерина 3 (фосфористая бронза) со спускным запорным вентилем 4.

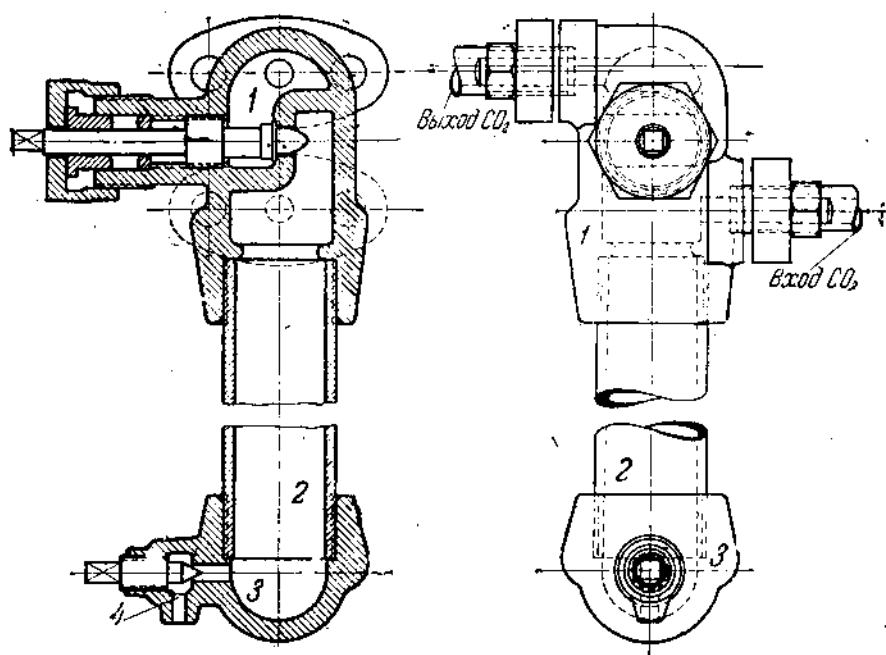


Фиг. 231. Общий вид регулирующей станции углекислотной установки на пароходе-рефрижераторе „Курск“.

На фиг. 233 показана конструкция запорного вентиля на газовом коллекторе конденсатора с двумя шлангами. Сверленный канал в коллекторе заглушается с конца медной пробкой А, ввернутой на резьбе и затем расклепаной.

На фиг. 234 показана конструкция упрощенного индикаторного вентиля для углекислотного компрессора (без возможности получения атмосферной линии).

Аппаратура и арматура испытываются в стационарных установках обычно пробным гидравлическим давлением в 160 кг/см^2 и собранный трубопровод — воздушным давлением на плотность в 100 кг/см^2 . Для судовых установок согласно требованию Регистра устанавливаются пробное гидрав-



Фиг. 232. Глицериноотделитель с регулирующим вентилем.

лическое давление в 200 кг/см^2 и для собранного трубопровода воздушное давление на плотность в 100 кг/см^2 .

Размеры труб для углекислоты по DIN 3151 приведены в табл. 39.

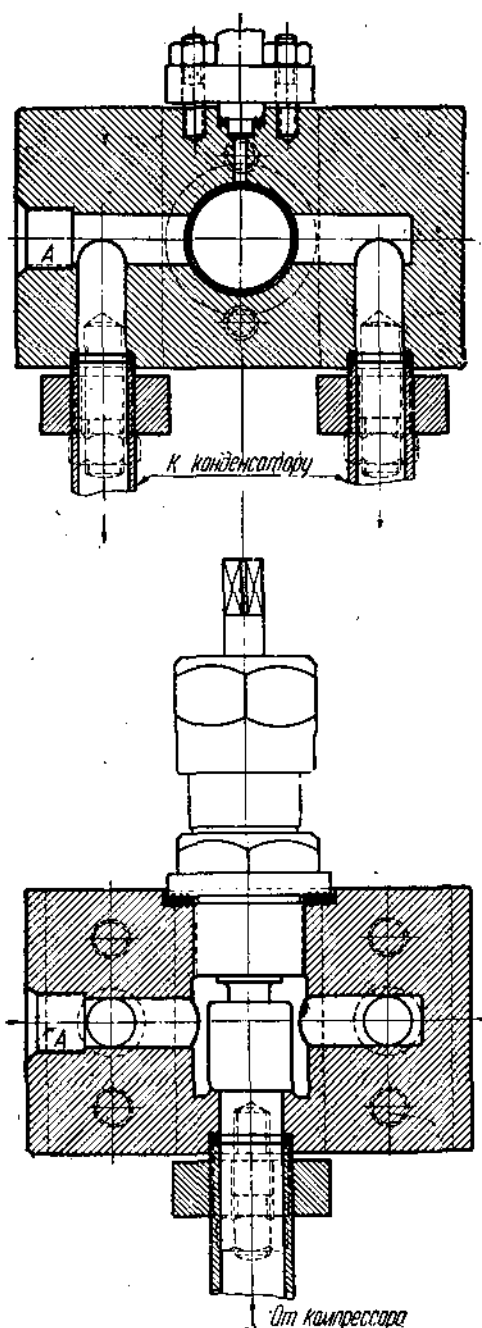
Таблица 39.
Бесшовные стальные трубы для углекислоты
(DIN 3151).

Условный проход мм	Наружный диаметр мм	Толщина стенки мм	Вес кг на 1 пог м
6	10	2,5	0,462
8	13,25	3	1,02
10	16,75	4	1,26
13	21,25	4,5	1,86
20	26,75	5	2,68
25	33,5	5,5	3,80
32	43,25	5,5	4,99
40	48,25	6	6,25
50	60	6	7,99
70	75,5	6	10,3
80	88,25	6	12,2
100	113,5	7,5	19,6
125	139	9	28,9
150	164,5	11	41,6
200	216	13	65,1
250	267	16	99,8

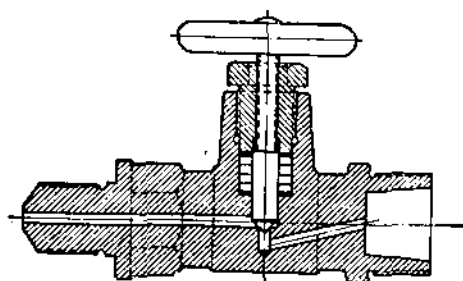
§ 6. Манометры.

Манометры, применяемые в холодильных машинах, имеют две шкалы: одну с делениями в кг/см^2 , и концентричную с ней температурную шкалу с делениями в градусах Цельсия, соответствующую температуре насыщен-

ного пара при данном давлении. По назначению они делятся на нагнетательные и всасывающие и имеют шкалы с разными пределами давлений и температур. Нагнетательные манометры имеют шкалу давлений для аммиака 760 мм рт. ст.—0—25 кг/см², для углекислоты—от 0 до 200 кг/см². Всасывающие манометры для аммиака выполняются только как мановакуумметры и имеют нормальную шкалу вверх от 0 до 12 кг/см², концентричную с ней температурную шкалу и вакуум-шкалу 0—760 мм рт. ст. Аммиачные манометры для ступеней низкого давления машин двух- и трехступенчатого сжатия имеют шкалу вверх до 5 кг/см² (возможное давление при стоянке машины), укрупненную вакуум-шкалу 0—760 мм рт. ст. и концентричную с ней шкалу низких температур до —70° Ц. Всасывающие манометры для углекислоты имеют шкалу давлений от 0 до 120 кг/см² и концентричную с ней температурную шкалу. Для углекислотного манометра термометровая шкала имеет физический смысл лишь до критической точки ($t=31^{\circ}\text{Ц}$, $p=74\text{ атм}$); имеющее часто место продолжение термометровой шкалы до +45° Ц носит условный характер, является экстраполяцией для „надкритических“ условий и помогает машинисту поддерживать в конденсаторе нормальное давление в зависимости от температуры охлаждающей воды. Условным температурам конденсации +35, +40 и +45° Ц соответствуют „нормальные давления конденсации“ 79, 93 и 112 атм¹⁾.



Фиг. 233. Запорный вентиль на нагнетательном коллекторе конденсатора.



Фиг. 234. Индикаторный СО₂-вентиль.

Аммиачные манометры изготавливаются со стальной трубчатой пружиной или с пластинчатой пружиной. Основной недостаток пластинчатых пружин

¹⁾ Иовальсон Е. Б., Рабочий процесс углекислотной холодильной машины. Холодильное дело № 6, Москва, 1933.

заключается в их малой деформации, благодаря чему является необходимой передача к стрелке манометра со значительным передаточным числом, причем неизбежно увеличивается мертвый ход стрелки. Однако манометры с пластинчатой пружиной получили в аммиачных машинах наибольшее распространение из-за недостаточной чувствительности стальных трубчатых пружин при низких давлениях и невозможности применения в аммиачных манометрах меди для изготовления пружин. Во избежание окисления стальных пластин и связанного с ним искажения показаний манометра пластинки подвергаются посеребрению. Аммиачные манометры изготовляются с диаметром корпуса 100, 150 и 200 мм.

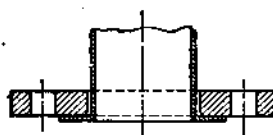
Углекислотные манометры из-за высоких рабочих давлений изготовляются только с трубчатой пружиной с диаметром корпуса 150 мм.

§ 7. Рассольные трубопроводы.

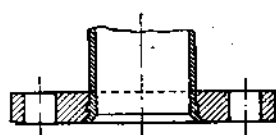
В рассольных трубопроводах при самых неблагоприятных условиях давление не превосходит 6 кг/см^2 и температура (при оттаивании) не выше $+100^\circ \text{C}$, а нормальное давление не превосходит 4 кг/см^2 и температура $+60^\circ \text{C}$. Для указанных условий ОСТ 739 устанавливает условное давление $p_{\text{усл}} = 6 \text{ кг/см}^2$ и пробное гидравлическое давление $p_{\text{проб}} = 10 \text{ кг/см}^2$. Для рассольных трубопроводов принимаются условные проходы 50, 65, 76, 100, 125, 150, 200, 250 и 300 мм. Проходы начинаются с диаметра 50 мм, общепринятого для охлаждающих рассольных батарей и маломощных магистралей. При наличии в малых холодильных установках трубопроводов меньших диаметров применяются водопроводные части с соответствующими проходами. Для рассольных трубопроводов наряду с бесшовными допускаются также и сварные трубы, что при одинаковых наружных диаметрах тех и других не создает затруднений с назначением размеров фланцев. Толщина стенок труб значительно увеличивается против расчетной, принимая во внимание разъедающее действие концентрированных соляных растворов изнутри и возможность усиленного ржавления снаружи.

Сводная таблица размеров рассольных труб дана в приложениях. В ней особняком стоит труба для условного прохода 38 мм наружным диаметром 48,25 мм при толщине стенки 4,25 мм под газовую резьбу 1,5 дюйма — исключительно для рассольных систем судовых установок, где по условиям работы применение фланцевых соединений не допускается.

Нормальным типом соединения для рассольных трубопроводов являются свободно вращающиеся фланцы под отбортовку, простые для изготовления и дающие значительные удобства при монтаже. Поскольку режим работы рассольных трубо-



Фиг. 235. Фланец свободно вращающийся под отбортовку.



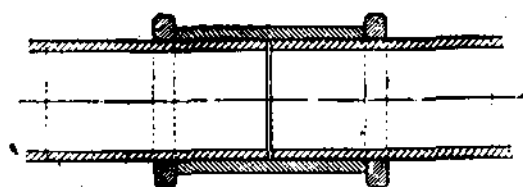
Фиг. 236. Фланец под развальцовку.

проводов не предъявляет каких-либо особых требований, присоединительные размеры фланцев соответствуют ОСТ 745 соответственно принятому условному давлению 6 кг/см^2 . Кроме фланцев под отбортовку, являющихся нормальным типом соединения для рассольных трубопроводов, применяются также фланцы под развальцовку (фиг. 236), представляющие известные преимущества в ряде случаев, например, при переходе от прохода одного диаметра к другому, при необходимости сохранения точной длины и т. п. Фланцы под развальцовку вводятся для проходов от 50 до 150 мм, для труб же большего диаметра при принятом типе фланца развальцовка становится затруднительной, ибо плоские фланцы не обеспечивают необходимой плотности и пришлось бы вводить новый тип фланца с буртом. Толщина фланца определяется, с одной стороны, условиями

жесткости, а с другой стороны, необходимостью обеспечить плотность при развальцовке.

Сводные таблицы размеров фланцев свободно вращающихся и фланцев под развальцовку даны в приложениях.

Следует отметить, что в ряде проходов, установленных для рассола, особо стоит проход диаметром 50 мм, так как в холодильных установках, как правило, все рассольные трубчатые батареи, служащие для охлаждения помещений и для воздухоохладителей, собираются из труб с диаметром прохода 2 дюймов на соответственной специальной 50-мм арматуре и фасонных частях. Благодаря этому обстоятельству в практике советских и западноевропейских заводов для прохода диаметром 50-мм укоренился специальный облегченный „рассольный“ фланец с наружным диаметром 128 мм с тремя болтами диаметром $1\frac{1}{2}$ дюйма, расположенными на начальной окружности диаметром 100 мм, что дает облегчение самых фланцев, упрощение в монтаже и возможность достичь большей компактности в охлаждающих рассольных системах по сравнению со случаем применения нормального фланца для прохода 50 мм диаметром 140 мм с четырьмя болтами согласно ОСТ и DIN. Однако применение этого специального рассольного фланца диаметром 128 мм



Фиг. 237. Соединение рассольных труб на муфтах с длинной резьбой.

имеет значительные неудобства, так как несоответствие его с ОСТ приводит к необходимости иметь специальный сортамент рассольных фасонных частей и арматуры, что затруднило бы переход на массовое централизованное снабжение холодильной промышленности рассольной арматурой. Особо следует отметить неудобство, создаваемое фланцем с тремя болтами, для переходных тройников, когда приходится иметь полный сортамент специальных рассольных переходных тройников для прохода 50 мм, а также необходимость иметь фланцы диаметром 140 мм для присоединения к частям с фланцами по ОСТ, как например, к насосам. В целях избежания указанных неудобств проектами DIN и ОСТ для рассольных охлаждающих систем предусмотрен наряду с нормальным круглым фланцем диаметром 140 мм также овальный фланец размером 140×100 мм, что кроме значительного ускорения монтажных работ дает экономию в металле на фланцах около 20%, по сравнению с нормальным круглым фланцем по ОСТ диаметром 140 мм.

Толщина овальных фланцев под отбортовку определяется, исходя из применения железа нормального торгового качества и расчетного напряжения, $\sigma_s = 8 \text{ кг/см}^2$.

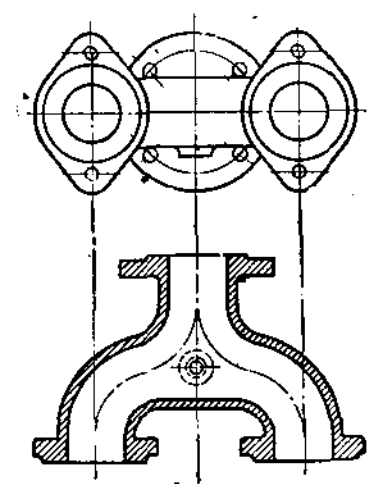
Для овального фланца под развальцовку, кроме того, приходится учитывать условия плотности развальцовки, и потому толщина его принимается одинаковой с круглыми фланцами. Форма канавок под развальцовку, а также внутренняя расточка фланца под отбортовку те же, что и для круглых фланцев.

Размеры овальных фланцев свободно вращающихся и под развальцовку даны в приложениях.

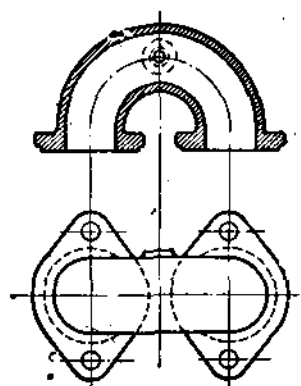
В судовых установках практикой повсеместно принято изготовление охлаждающих рассольных змеевиков из труб 38/48 мм (указанным размерам труб по ОСТ отвечает труба диаметром 39,75/48,25 мм); соединения их производятся как в трюмных змеевиках, так и в подводящих магистралях не на фланцах, а на муфтах с длинной резьбой (фиг. 237). Соединения на фланцах в судовых установках не допускаются по следующим причинам: а) фланцы занимают лишнее место, вызывая потерю ценной кубатуры; б) змеевики в трюмах подвержены значительным напряжениям как из-за деформации корпуса судна, так и вследствие ударов плохо закрепленного

груза в случае качки; в) трюмы заполняются грузом доверху, и потому змеевики абсолютно недоступны осмотру во время рейса, продолжающегося часто более месяца. Поэтому соединения их должны быть максимально надежны, и как таковые себя в практике оправдали соединения на муфтах с длинной резьбой. Для достижения плотности необходимо законтривание муфты. Последнее может быть достигнуто тем, что один из соединяемых концов труб снабжается длинной резьбой, на которую навинчивается контргайка и муфта, другой же присоединяемый конец имеет резьбу короткую. Концы труб сводятся и муфта навинчивается на конец короткой резьбы до отказа, причем затяжка обеспечивает плотность; другой же конец муфты законтривается контргайкой. Применяемое на судах соединение (фиг. 237) отличается от вышеописанного тем, что контргайки и длинная резьба предусматриваются с обеих сторон; кроме того, муфта и контргайки снабжаются фасками, между которыми зажимается уплотняющий материал. Длина муфты устанавливается германской практикой 80 мм, английской — 3 дюйма.

Тройники и колена выполняются чугунными с нормальными фланцами по ОСТ 745 в пределах проходов 50—300 мм. Относ H в тройниках и коленах определяется обычно формулой $H = d + 75$ мм, где d — диаметр прохода. Внутренний диаметр шара шарового тройника определяется обычно формулой $K = 1,5 d + 25$ мм. Наряду с шаровым тройником в рассольных трубопроводах находят широкое применение тройники с закругленными переходами, дающие уменьшенные гидравлические потери. Сводные таблицы размеров колен и тройников шаровых и с закругленными переходами даны в приложениях.



Фиг. 239. Разветвитель.



Фиг. 238. Двойное колено.

Двойные колена с условным проходом 50 мм (фиг. 238) являются основной деталью, служащей для устройства охлаждающих рассольных систем всех видов. Расстояния между центрами устанавливаются в 125 или 175 мм. Колена с приливом применяются для установки воздушных кранов. Воздушные краны устанавливаются на каждой рассольной батарее для спуска воздуха.

Разветвители с условным проходом 50 мм (фиг. 239) имеют конструктивные размеры, одинаковые с двойными коленами. Фланцы на разветвлениях, присоединяемые к батарее, как и в двойных коленах, выполняются овальными; фланец на наружном штуцере — круглый диаметром 140 мм, так как обычно к разветвителю присоединяется задвижка или нормальная фасонная часть с круглым фланцем. Расстояния между центрами устанавливаются 125 или 175 мм.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛ. XI.

А. На русском языке.

1. Проекты промстандартов № 9—12, вып. 2. Трубы стальные для аммиачных трубопроводов и аппаратов. Трубы стальные для рассольных систем и трубопроводов. ВСНХ СССР, ВОМТ, май 1931.
2. Проекты промстандартов № 66—77, вып. 5. Рассольные трубопроводы. ВСНХ СССР, ВОМТ, июль 1931.
3. Проекты промстандартов № 400—406, вып. 10. Аммиачные трубопроводы. ВСНХ СССР, ВОМТ, октябрь 1931.
4. ОСТ 739, 740, 745, 748, ОСТ 1687—1692, ОСТ 5095—5100, ОСТ 5098/1.

Б. На немецком языке.

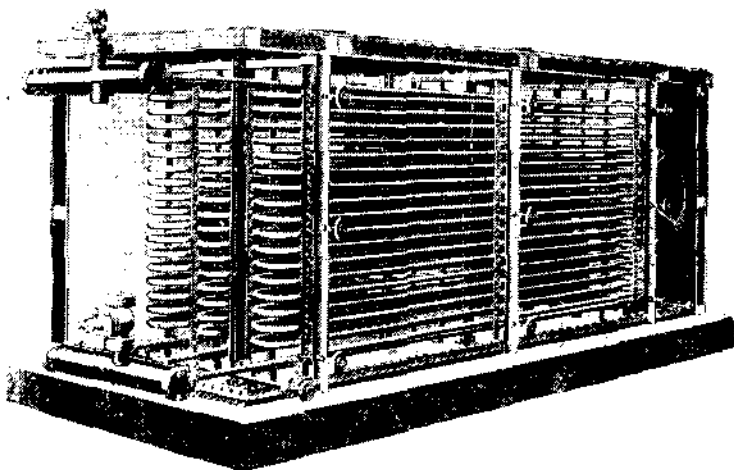
5. Besag, Stand der Normung in der Kälte-Industrie, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 33, Heft, Berlin 1931.
6. Hirsch M., Die Kältemaschine, Verlag J. Springer, 2. Auflage, Berlin 1932.
7. DIN 2355—2356, 2360—2366, 2506—2507, 2512, 2531, 2641, 3151—3157, 3305.

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ.

§ 1. Трубчатые воздухоохладители.

Воздухоохладители по роду охлаждающей поверхности делятся на две основных группы: воздухоохладители трубчатые (рассольные и непосредственного испарения), в которых теплопередача происходит через стенки труб, и воздухоохладители оросительные, в которых теплопередача от воздуха происходит непосредственно к жидкости (рассолу или воде), охлаждаемой в испарителе холодильной машины; существуют, естественно, и смешанные формы. Ниже мы осветим основные конструкции и методы расчета, выбор же типа воздухоохладителя связан с технико-экономическим проектированием установки в целом и относится к курсу холодильных установок, равно как и вопросы регулирования влажности охлаждаемого воздуха, установление его подогрева (кратности циркуляции) и подбор вентилятора.



Фиг. 240. Воздухоохладитель непосредственного испарения аммиака с продольными трубами.

До последнего времени трубчатые воздухоохладители, рассольные или непосредственного испарения (фиг. 240), выполнялись в виде длинных батарей, в которых большие расстояния между трубами определялись в рассольных системах размерами соединений на калачах и фланцах, при непосредственном же испарении условиями сварки, в частности, необходимостью свободного доступа к местам сварки для подварки их в случае пропуска во время испытания. Вследствие этого даже при большой длине воздухоохладителей старого типа, определявшейся также стремлением уменьшить число калачей или сварок, живые сечения их получались большими и скорости воздуха в них не превышали 2—2,5 м/сек.

Для случая движения воздуха вдоль охлаждающей поверхности известны формулы Нуссельта [гл. VII, уравнение (45)]:

$$\alpha = 18,1 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w \cdot \gamma \cdot c \cdot d}{\lambda} \right)^{0,785} \quad (1)$$

с вариантом

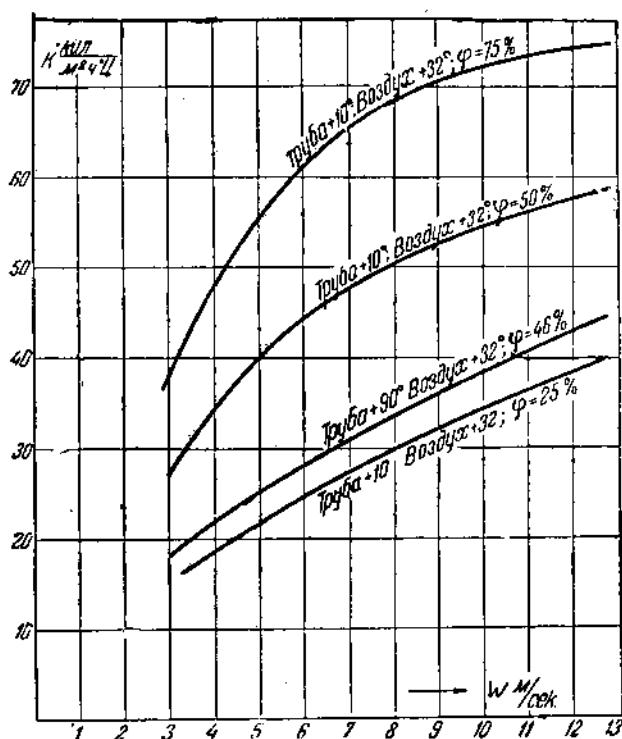
$$\alpha = 21,5 \frac{\lambda^{0,711} (w \cdot \gamma \cdot c)^{0,783}}{d^{0,16} L^{0,05}} \quad (2)$$

и Юргеса

$$\alpha = 5,3 + 3,6 \cdot w \quad (w < 5 \text{ м/сек}), \quad (3)$$

$$\alpha = 6,45 \cdot w^{0,775} \quad (w > 5 \text{ м/сек}). \quad (4)$$

Уравнения Нуссельта являются результатом опытов над теплопередачей при течении газа внутри трубы. Подставляя при внешнем движении воздуха вдоль пучка труб гидравлический диаметр d_h , мы получаем при обычных значениях всех параметров значительно меньшие величины α , чем



Фиг. 241. Зависимость k от w по опытам Улрича.

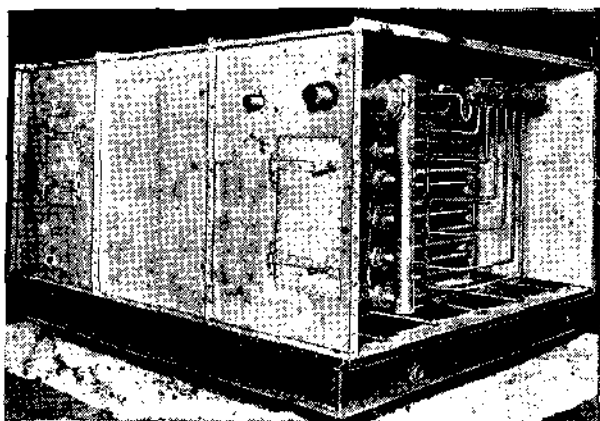
по формуле (4), сравнение с которой облегчено одинаковостью степеней при w . Это подтверждает указание Шака¹ об ограничении применимости гидравлического диаметра для случаев больших расстояний части потока от поверхности. Уравнения Юргеса относятся к движению воздуха вдоль плоской стенки, что приближается к условиям задачи, так как поверхность труб параллельна потоку воздуха. Для одной трубы, установленной в канале вдоль его оси, Улричем² получены при скоростях от 3 до 11 м/сек значения k , близкие к значениям α по формулам (3) и (4) при отсутствии конденсации влаги (фиг. 241); при наличии конденсации α сильно растет, на чем мы подробнее остановимся ниже. Однако при обычных скоростях порядка 2—3 м/сек практические значения α в применяемых воздухоохладителях несколько выше значений, определяемых формулами (3)—(4), что может объясняться повышенной против случая движения вдоль стенки турбулентностью в пучке труб. При температурах морозильных камер, в которых воздухоохладители непосредственного испарения относительно более целесообразно применять, основным тепловым сопротивлением, определяющим значение k , из-за низкой теплопроводности снега ($\lambda = 0,1$ до $1,5 \text{ кал/м час } ^\circ\text{C}$ в зависимости от плотности его) является снеговая шуба; при наличии последней приходится пользоваться практическими значениями $k \approx 15 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$. Развитие сварочной техники, в особенности надежной, быстрой и дешевой сварки труб впритык, а также усовершенствование и удешевление машинного гнутья труб, позволили английскому заводу Холл приступить к производству поперечноточных воздухоохладителей как для

¹ VDI, № 37, 1932.

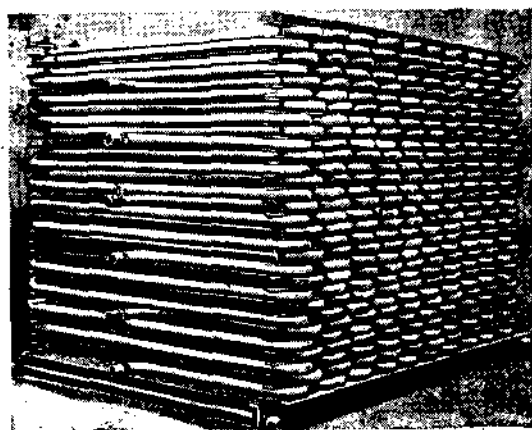
² Refr. Eng., VI, 1931.

непосредственного испарения в стационарных установках (фиг. 242), так и рассольных (фиг. 243).

Изображенный на фиг. 243 воздухоохладитель Холла состоит из 6 параллельно включенных рассольных секций, подводы к которым видны на снимке, отводы же находятся на противоположной стороне; можно, однако, как это показано на фиг. 244, дать ввод и вывод охлаждающего вещества с одной и той же стороны. Каждая секция на фиг. 243 состоит из 5 горизонтальных рядов труб по 20 в каждом ряду. Вертикальное расстояние между осями рядов труб равно внешнему диаметру плюс место для прокладки; последние выполнены из полосового железа толщиной 8—10 мм; пропущенные через горизонтальные прокладки тяги прихватывают нижние опорные швеллеры к верхним угольникам и вместе с распорными трубами, соединяющими нижние швеллеры, дают достаточную жесткость всей конструкции, допуская ее перевозку в собранном виде. Расстояния между центрами труб одинаковы в вертикальном и горизонтальном направлениях, благодаря чему достигается шахматное



Фиг. 242. Поперечноточный воздухоохладитель Холла непосредственного испарения с обрызгиванием.



Фиг. 243. Поперечноточный рассольный воздухоохладитель Холла.

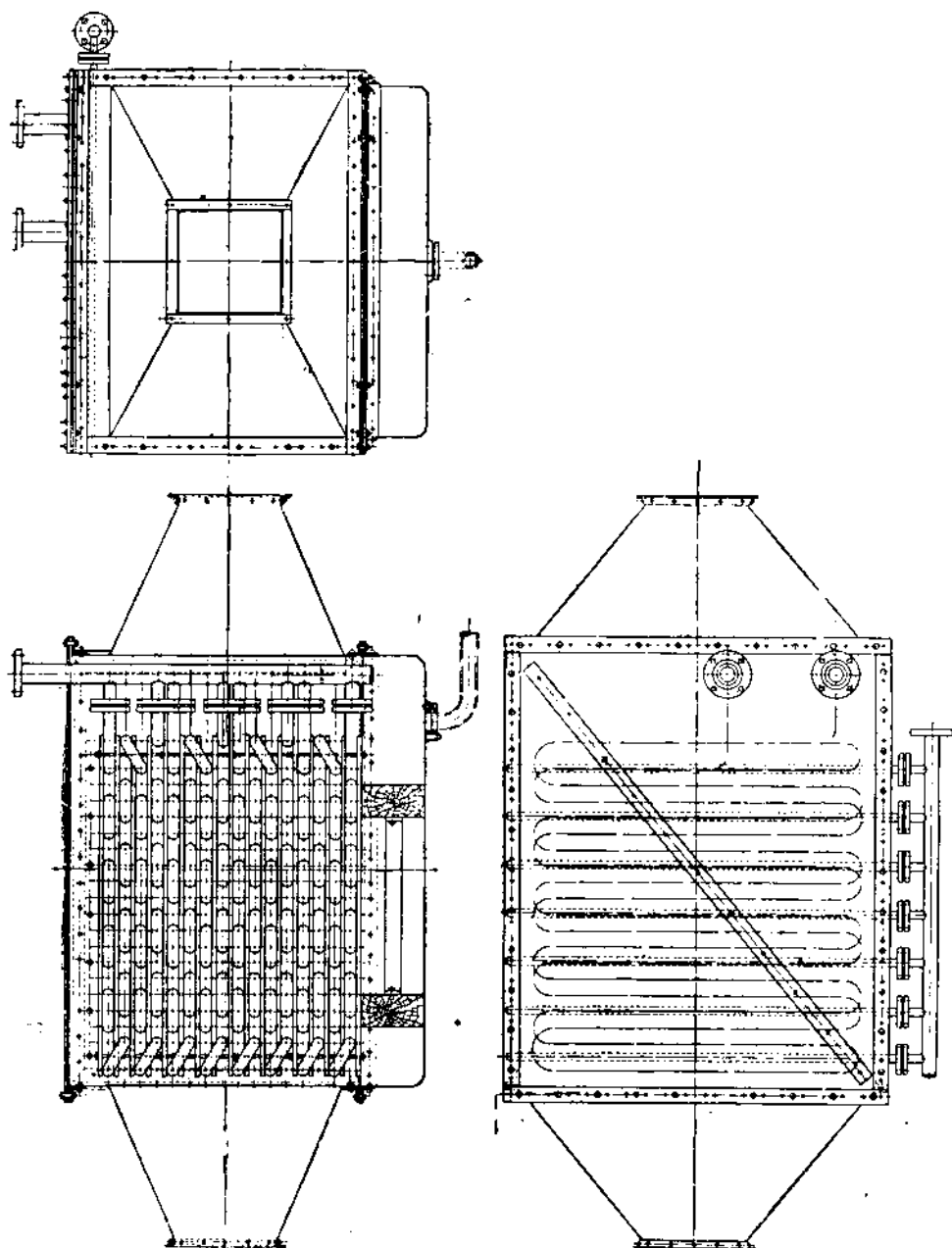
расположение труб (фиг. 245). Расстояние между осями труб по горизонтали составляет 2 наружных диаметра + 2 толщины прокладки, а радиус загиба составляет около $1,25d$, в то время как обычной нормой является радиус ролика $1,4d$, что соответствует радиусу загиба $1,9d$. Выполнение такого загиба представляет известные технологические трудности, но окупается, как мы увидим дальше, улучшением теплопередачи, не говоря об уменьшении занимаемого места. Рабочий чертеж поперечноточного воздухоохладителя, изображенного на фиг. 244, даст

фиг. 246.

Высокие коэффициенты теплоперевода со стороны воздуха порядка $70 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$ получаются в поперечноточном воздухоохладителе благодаря тому, что при заданном количестве воздуха, зависящем от кратности циркуляции, расположение труб в воздухоохладителе создает меньшее живое сечение и тем самым большую скорость и вместе с тем увеличивает турбулентность и теплопередачу.

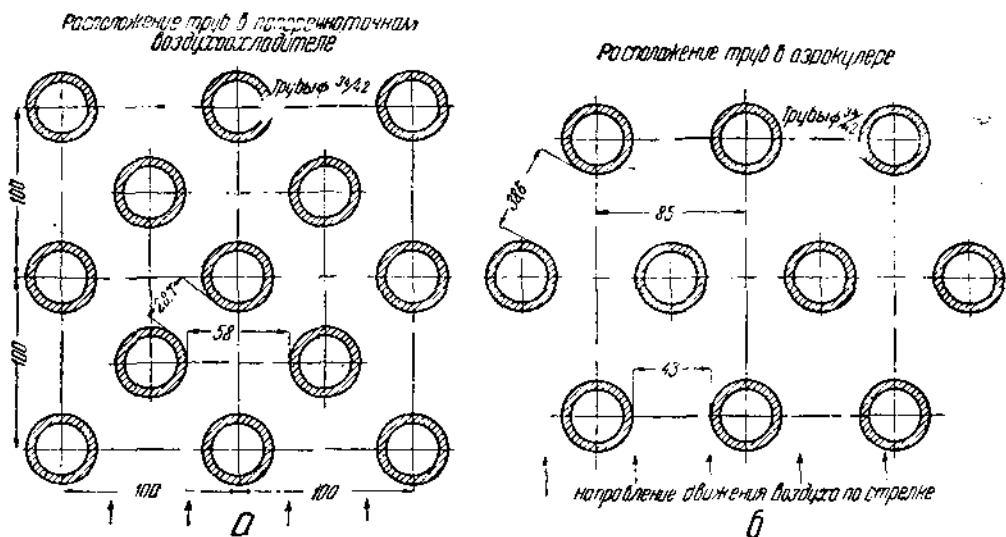
Коэффициент теплоперевода для трубы, поперек которой движется поток жидкости или газа, выражается формулой Ульзамера [гл. VIII, § 3, уравнение (28)], в которой w имеет показатель степени 0,5 до $Re=10\,000$. По

Ульзамеру при большем Re этот показатель степени выше и доходит до 0,64 (фиг. 247). Вместе с тем опытами Тома, Рейгера и Лориша обнаружено, что значение показателя степени при w выше для пучка труб, чем для одной трубы, находящейся в очень широком сечении, и притом растет тем



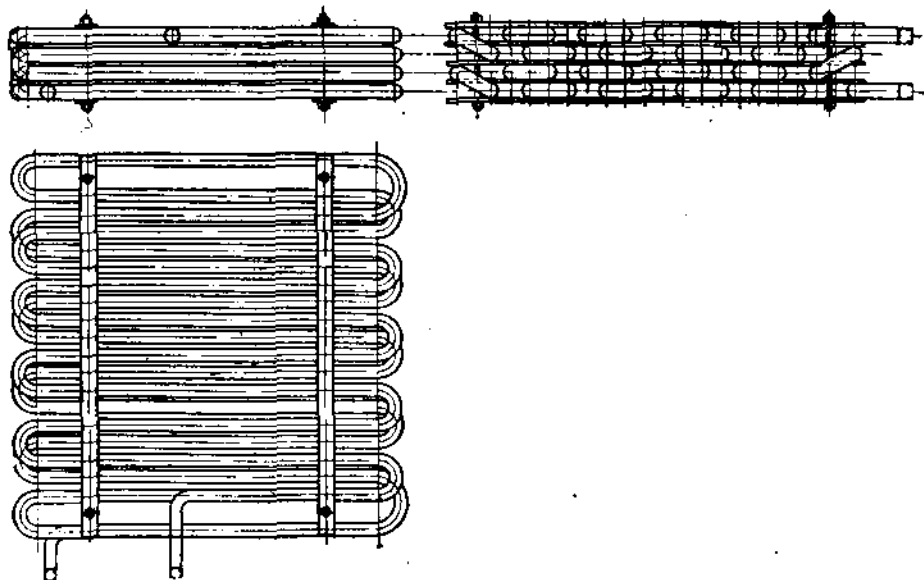
Фиг. 244. Экспериментальный поперечноточный воздухоохладитель.

больше, чем больше число рядов труб, расположенных один за другим. Причиной этого является повышенная турбулентность из-за нарушения плавности потока препятствиями в виде предыдущих труб, показатель же степени в формулах для потери напора (гидравлика) и теплоперевода (теплопередача) вообще тем выше, чем выше турбулентность. Что касается абсолютных значений α , то они могут быть для пучка труб и выше, и ниже,



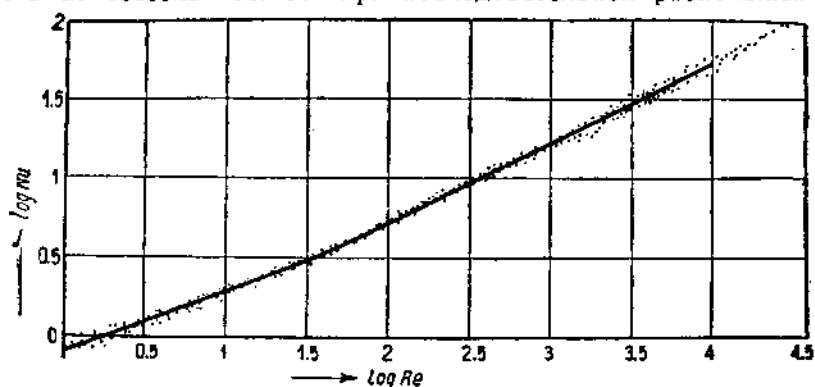
Фиг. 245. Шахматное расположение труб: а — в поперечноточном воздухоохладителе, б — в аэрокулере.

чем для отдельной трубы; последнее может иметь место, если часть поверхности труб последующего ряда попадает в вихревые участки за трубами предыдущего ряда (так называемые ветровые тени, Windschatten), как это показано на фиг. 248 и 249. Эти вихревые участки являются для теплопередачи в известной степени мертвыми углами, вернее, зонами ослабленной эффективности, не потому, что в них нет движения частиц воздуха, а потому, что в них находятся одни и те же частицы воздуха, уже охлажденные соприкосновением с трубами, и здесь переходит меньшее количество тепла. Вследствие этого теплопередача значительно выше для смещенного (шахматного) расположения труб (фиг. 245 и 249), чем при несмещенных рядах



Фиг. 246. Секция поперечноточного воздухоохладителя.

(фиг. 248), а именно в 1,4 раза при $Re = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} = 7000$ ($Re = 7000$ для воздуха при 0°C и 760 мм рт. ст. и $d = 0,042$ м соответствует $w = 2,2$ м/сек). При этом по Рейхеру с возрастанием Re расхождение увеличивается, так как у него показатель степени при последовательном расположении труб



Фиг. 247. График Ульзамера для одиночной трубы.

меньше, чем при шахматном, а по Лоришу с возрастанием Re расхождение уменьшается, т. е. у него показатель степени при Re больше в случае последовательного расположения труб, чем для шахматного. В среднем имеем:

$$\frac{\alpha_{\text{шахм}}}{\alpha_{\text{послед}}} = 1,4. \quad (5)$$



Фиг. 248.



Фиг. 249.

Самые же значения $\alpha \cdot \frac{d}{k}$ по Рейхеру и Лоришу даны на фиг. 250; в среднем имеем для шахматного расположения

$$\alpha \cdot \frac{d}{k} = 0,16 \cdot \left(\frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad (6)$$

или с вынесением величин, характеризующих лишь свойства рабочего тела,

$$\alpha = 0,16 \cdot \lambda \left(\frac{\gamma}{\eta \cdot g} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{w^{\frac{2}{3}}}{d^{\frac{1}{3}}}. \quad (7)$$

Для воздуха при 0° и 760 мм рт. ст. имеем:

$$\frac{\gamma}{g} = 0,1275, \quad \tau_i = 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ и } \lambda = 0,0203,$$

тогда

$$\alpha = 0,16 \cdot 0,0203 \cdot \left(\frac{0,1275}{1,7} \cdot 10^6 \right)^{\frac{2}{3}} \frac{\tau_i^{\frac{2}{3}}}{d^{\frac{2}{3}}} = 0,16 \cdot 0,0203 \cdot 1780 \cdot \frac{\tau_i^{\frac{2}{3}}}{d^{\frac{2}{3}}} = 5,71 \cdot \frac{\tau_i^{\frac{2}{3}}}{d^{\frac{2}{3}}} \quad (8)$$

Для других температур можно вводить поправку:

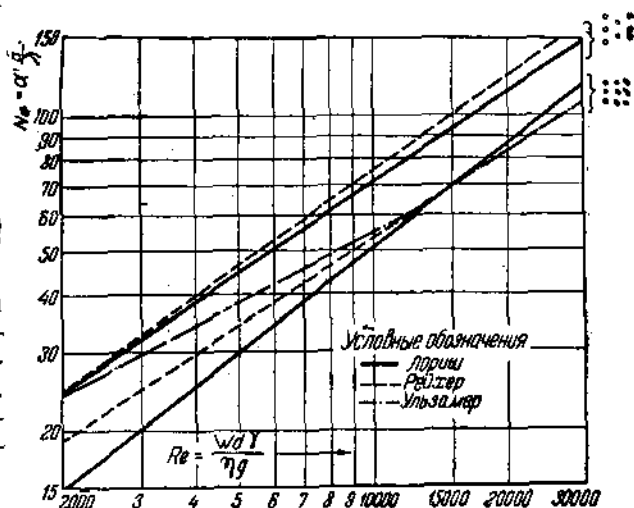
$$b = \frac{\alpha_i}{\alpha_0} = \frac{\lambda_i}{\lambda_0} \cdot \left(\frac{\gamma_i \cdot \tau_{i0}}{\gamma_0 \cdot \tau_i} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (9)$$

тогда

$$\alpha = 5,71 \cdot b \cdot \frac{\tau_i^{\frac{2}{3}}}{d^{\frac{2}{3}}} \quad (7a)$$

При -20° $b = 1,94$, при $+20^\circ$ $b = 0,98$, так что изменение ее составляет всего около 0,15% на 1° Ц. Пренебрегая этой поправкой, имеем для сухого воздуха формулу

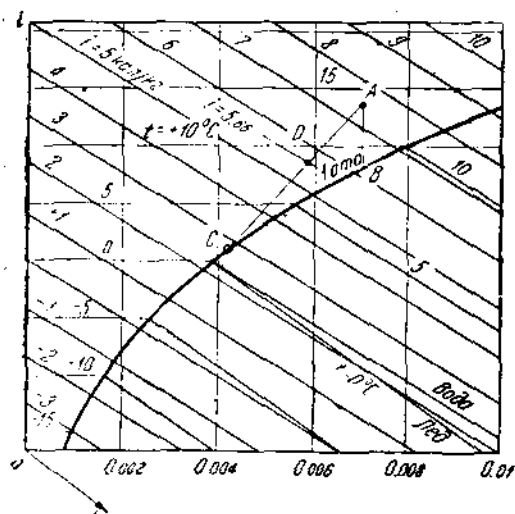
$$\alpha = 5,7 \cdot \frac{\tau_i^{\frac{2}{3}}}{d^{\frac{2}{3}}} \quad (8a)$$



Фиг. 250.

округленные показатели степени в которой облегчают пользование обыкновенной счетной линейкой для расчетов по ней.

Гораздо более серьезная поправка, вносимая конденсацией влаги на трубах, имеющей место почти во всех воздухоохладителях. Прежде принимали, что при охлаждении воздух сначала доходит (фиг. 251, линия АВ) до пограничной кривой („точка росы“ В), а затем вдоль пограничной кривой движется влево, так что воздух выходит со 100% влажностью. Меркель и Гирш применили к холодильной технике имеющую более общий характер теорию, согласно которой, процесс теплопередачи конвекцией есть в основном процесс переноса частиц вещества (в данном случае воздуха) с теплопередающей поверхности в массу потока и обратно. На этом основана и связь теплопередачи и потерей напора (см. ниже) по Тома; по этой новой теории состояние воздуха после воздухоохладителя „отнюдь не должно соответствовать 100% влажности, но находится в λ -диаграмме на прямой линии, соединяющей состояние поступающего воздуха А с точкой С, соответствующей состоянию воздуха, находящегося в равновесии



Фиг. 251. Процесс охлаждения воздуха в λ -диаграмме.

есени с охлаждающей поверхностью, так как точка, характеризующая состояние смеси, находится на прямой, соединяющей точки, характеризующие состояние компонентов. Эта теория гораздо ближе к практике и ею необходимо пользоваться для расчета, хотя в действительности влажность воздуха бывает при заданной температуре несколько выше точки D .

Аналогично теории оросительного конденсатора (гл. IX, § 2, п. „Д“) имеем по Меркелю для перехода тепла от влажного воздуха к поверхности

$$q'_F = \sigma (i - i''_{cm}) (\text{кал/м}^2 \text{час}), \quad (10)$$

где i (кал/кг) — теплосодержание воздуха при температуре $t_1^\circ \text{C}$ и влагосодержании x (кг/кг), i''_{cm} (кал/кг) — теплосодержание воздуха в пограничном слое, по предположению находящегося в равновесии с охлаждающей поверхностью, т. е. при температуре поверхности t_{cm} и влагосодержании x''_{cm} , соответствующем парциальному давлению водяных паров при температуре t_{cm} над водой, снегом или рассолом в зависимости от состояния охлаждающей поверхности (роса, иней или орошение рассолом). Наконец,

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p}, \quad (11)$$

как и в конденсаторах, причем для низких температур

$$c_p' \approx 0,241$$

и

$$\sigma = \frac{\alpha}{0,241} = 4,15 \cdot \alpha. \quad (12)$$

Уравнение (10) подлежит уточнению в том отношении, что выпадающая на поверхности влага в виде воды или инея имеет еще теплосодержание i_{cm} , поэтому в действительности

$$q_F = q'_F - w_F \cdot i_{cm} = \sigma [i - i''_{cm} - (x - x''_{cm}) \cdot i_{cm}] (\text{кал/м}^2 \text{час}). \quad (13)$$

Здесь w_F (кг/м² час) — количество выпадающей влаги по формуле

$$w_F = \sigma (x - x''_{cm}) (\text{кг/м}^2 \text{час}). \quad (14)$$

Теплосодержание выпавшей влаги i_{cm} (не смешивать с i''_{cm}) составляет, если температура охлаждающей поверхности больше 0° или если выделение влаги происходит в мокром воздухоохладителе в соляном растворе:

$$i_{cm} = t_{cm} (\text{кал/кг}). \quad (15)$$

Если образуется лед, то подлежит отведению теплота плавления его $r_E = 80$ кал/кг; учитывая теплоемкость льда $c_E = 0,5$ кал/кг $^\circ \text{C}$, будем иметь для этого случая:

$$i_{cm} = c_E \cdot t_{cm} - r_E = 0,5 \cdot t_{cm} - 80 \text{ кал/кг}. \quad (15a)$$

Отношение теплопередачи при выделении влаги q_F к сухой теплопередаче при той же температуре

$$q_{F\text{сух}} = \alpha \cdot (t_1 - t_{cm}), \quad (16)$$

которое имело бы место при отсутствии выпадения влаги, определяем из уравнений (13) и (16):

$$\xi = \frac{q_F}{q_{F\text{сух}}} = \frac{\sigma [i - i''_{cm} - (x - x''_{cm}) \cdot i_{cm}]}{\alpha [t_1 - t_{cm}]}. \quad (17)$$

Подставляем:

$$i - i''_{cm} = c_p' (t_1 - t_{cm}) + 595 (x - x''_{cm}), \quad (18)$$

тогда имеем:

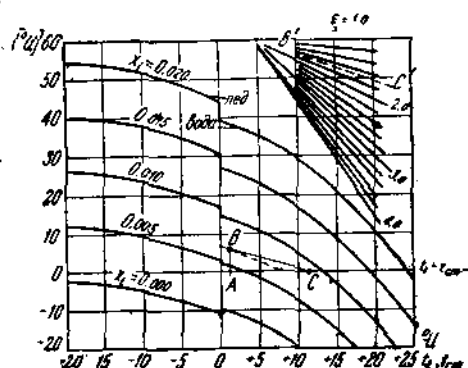
$$\xi - 1 = \frac{x - x_{cm}''}{t_l - t_{cm}} \cdot \frac{595 - t_{cm}}{c_p} \quad (19)$$

Для нахождения ξ Меркель предложил график 252, где линии равного влагосодержания воздуха x построены в следующих координатах: по оси абсцисс нанесены t_{cm} , а по оси ординат — величины

$$(x - x_{cm}'') \cdot \frac{595 - t_{cm}}{c_p} = (\xi - 1)(t_l - t_{cm}).$$

Отыскиваем на ординате AB , соответствующей температуре поверхности t_{cm} , точку пересечения B с кривой влагосодержания воздуха x и соединяем ее с точкой C на оси абсцисс, соответствующей температуре воздуха t_l ; тогда уклон линии BC будет равен:

$$\xi - 1 = \frac{x - x_{cm}''}{t_l - t_{cm}} \cdot \frac{595 - t_{cm}}{c_p}.$$

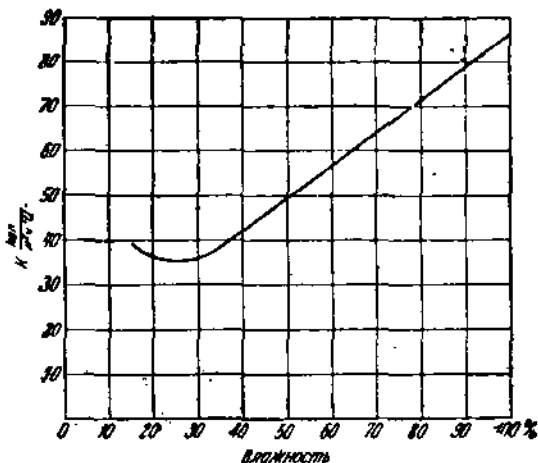


Фиг. 252. График Меркеля для определения величины ξ .

Величину отношения ξ можно прочесть по масштабу, помещенному в правой верхней части диаграммы (прямая $B'C'$, параллельная прямой BC). Доля холодопроизводительности

$$\frac{\xi - 1}{\xi} = 1 - \frac{1}{\xi} \quad (20)$$

приходится на конденсацию влаги. Уступы на кривых влагосодержания при 0° объясняются тем, что здесь может выделяться как вода, так и лед (теплота плавления).



Фиг. 253. Зависимость k от влажности по опытам Улриха.

Влияние россообразования на холодопроизводительность уменьшается с понижением температуры. Для наиболее часто встречающихся в холодильной технике температур увеличение теплопередачи вследствие выделения влаги составляет от 50 до 100%.

В уже упоминавшихся опытах Улриха при изменении влажности продуваемого воздуха теплопередача менялась незначительно, лишь в меру изменения плотности воздуха с изменением влагосодержания; это имело место при передаче тепла от трубы к воздуху — во всех случаях, а при охлаждении воздуха лишь до тех пор, пока x не становилось выше, чем x_{cm}'' . Наоборот, начиная с $x = x_{cm}''$ (точка росы) теплопередача росла (фиг. 253) линейно с увеличением влажности, что вполне соответствует формуле (19); самая величина прироста близка к значениям даваемой формулой (19).

Пример 1. Рассчитать поперечноточный рассольный воздухоохладитель предназначенный для охлаждения вискозного погребса с $t_{H1} = +14^\circ$, $\varphi = 70\%$, на производительность в 125 000 кал/час при количестве циркулирующего воздуха 50 000 м³/час; температура рассола или воды в трубах $t_{s1} = +0,5^\circ$, $t_{s2} = +1,5^\circ$ Ц, трубы 34/42 мм, расстояния как на фиг. 245. Имеем по таблице, приведенной в приложениях, для сухого воздуха при $+14^\circ - \gamma'' = 1,223$ кг/м³. Интерполяцией находим при $\varphi = 75\%$ $\gamma = 1,225$ кг/м³. Тогда отнятые тепла от 1 кг воздуха составит:

$$\Delta i = i_1 - i_2 = \frac{Q_0}{V \cdot \gamma} = \frac{125\,000}{50\,000 \cdot 1,225} = 2,04 \text{ кал/кг.}$$

По i -диаграмме (приложения) находим точку A , соответствующую состоянию поступающего воздуха $t_{H1} = +14^\circ$, $\varphi_1 = 70\%$, $x = 0,007$, $i_1 = 7,7$ кал/кг. На пограничной кривой находим точку C , соответствующую $t_{cm} \approx +1^\circ$ Ц; соединим их прямой AC и на пересечении последней с линией $i_2 = i_1 - \Delta i = 7,7 - 2,04 = 5,66$ кал/кг находим точку D : $i_2 = 5,66$, $x_2 = 0,0058$, $\varphi = 82\%$, $t_{H2} = +9^\circ$ (по диаграмме). Средняя температура воздуха

$$t_{cm} = \frac{t_{H1} + t_{H2}}{2} = \frac{14 + 9}{2} = 11,5^\circ \text{Ц}$$

$$x_m = \frac{x_1 + x_2}{2} = \frac{0,007 + 0,0058}{2} = 0,0064.$$

Найдем с помощью фиг. 252 коэффициент увеличения теплоперехода вследствие конденсации влаги $\xi = 1,55$. Найдя по таблице влажного воздуха (приложения) $x''_{cm} = 0,00407$ (при $+1^\circ$ Ц) и соответственно $i_{cm} = +1$ кал/кг, определим для сравнения ту же величину расчетом:

$$\xi = 1 + \frac{x - x''_{cm}}{t_i - t_{cm}} \cdot \frac{595 - t_{cm}}{c_p} = 1 + \frac{0,0064 - 0,00407}{11,5 - 1} \cdot \frac{595 - 1}{0,241} = 1 + \frac{0,00233 \cdot 594}{10,5 \cdot 0,241} = 1,548.$$

Задаваясь скоростью $w = 6$ м/сек, находим для сухого теплоперехода

$$\alpha = 5,7 \cdot \frac{w^{\frac{2}{3}}}{d^{\frac{1}{3}}} = 5,7 \cdot \frac{6^{\frac{2}{3}}}{0,042^{\frac{1}{3}}} = 5,7 \cdot \frac{3,3}{0,348} = 54 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц,}$$

и с учетом конденсации

$$\alpha \cdot \xi = 1,55 \cdot 54 = 83,7 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц.}$$

Задаваясь скоростью воды или слабого рассола порядка 0,1 м/сек, находим:

$$\alpha_w = 1\,750 (1 + 0,017 \cdot t) \frac{0,1^{0,87}}{0,034} = 1\,750 \cdot 1,017 \cdot 1,55 \cdot 0,135 = 410 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц,}$$

Пренебрегая тепловым сопротивлением стенки, имеем:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha \cdot \xi} + \frac{1}{\alpha_w}} = \frac{1}{\frac{1}{83,7} + \frac{1}{410}} = \frac{1\,000}{11,95 + 2,45} = \frac{1\,000}{14,4} = 69,5 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц.}$$

Теперь следовало бы найти действительное значение

$$t_{cm} = t_{sm} + \frac{(t_{im} - t_{sm})k}{\alpha \cdot \xi} = 1 + \frac{11,5 - 69,5}{83,7} \approx 1,9^\circ \text{Ц}$$

и по нему подобрать x_m , x''_{cm} , ξ и т. д.; но ввиду близости полученной величины t_{cm} первоначально принятой и в соответствии с результатами исследований ВНИИХ ограничимся снижением расчетного k до 60 кал/м² час °Ц. Необходимая поверхность воздухоохладителя составит

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta i} = \frac{125\,000}{60 \cdot 2,04} = 197,5 \text{ м}^2 \approx 200 \text{ м}^2,$$

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d} = \frac{197,5}{3,14 \cdot 0,042} = 1\,500 \text{ пог. м труб.}$$

Для получения скорости 6 м/сек свободное сечение должно быть

$$f = \frac{V}{3\,600 \cdot w} = \frac{50\,000}{3\,600 \cdot 6} = 2,32 \text{ м}^2.$$

По чертежу фиг. 245 оставшаяся по высоте свободной доля сечения составляет $\frac{58}{100} = 0,58$.
Задаваясь квадратным сечением $H \cdot B$ воздухоохладителя, находим сторону квадрата

$$H = B = \frac{2,32}{0,58} = 2 \text{ м.}$$

Таким образом ширина батареи $B = 2 \text{ м.}$, высота $H = 2 \text{ м.}$, что соответствует $i = \frac{2000}{50} = 40$ горизонтальным рядам труб, которые могут быть выполнены в виде 5 пачек по 8 рядов. В направлении движения воздуха число труб должно быть $z = \frac{1500}{2 \cdot 40} = 19$ и длина при расстоянии в 100 мм между осями — 1900 мм. Вместе с коллекторами габариты батареи получаются приблизительно кубическими ($2 \times 2 \times 2$).

Тома дал следующий вывод зависимости между теплопередачей и потерей напора. При отсутствии конденсации:

$$Q = G \cdot c_p (t_1 - t_{cm}), \quad (21)$$

где G (кг/час) количество газа, переходящего в единицу времени из пограничного слоя в основной поток и обратно.

При переносе $\frac{G}{3600}$ кг/сек воздуха ему необходимо придать количество движения, равное произведению его массы на скорость, которое в свою очередь равно произведению потери давления h (кг/м²) (или мм вод. ст.) на площадь свободного сечения f (м²):

$$h \cdot f = \frac{G}{3600} \cdot \frac{w}{g}. \quad (22)$$

Исключая величину G из уравнений (21) и (22), находим

$$Q = 3600 \cdot c_p \cdot g \cdot (t_1 - t_{cm}) \cdot \frac{h \cdot f}{w}. \quad (23)$$

Эта формула сверена Тома с результатами испытаний Ритшеля и дала хорошее совпадение с опытом.

Имеем

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot (t_1 - t_{cm})}, \quad (24)$$

находим

$$\alpha = 3600 \cdot c_p \cdot g \cdot \frac{f}{F} \cdot \frac{h}{w} \quad (25)$$

и для воздуха

$$\alpha = 3600 \cdot 0,241 \cdot 9,81 \cdot \frac{f}{F} \cdot \frac{h}{w} = 8500 \frac{f}{F} \cdot \frac{h}{w}. \quad (25a)$$

Для поперечноточного воздухоохладителя типа Холл имеем, с одной стороны, практически

$$f = B \cdot i \cdot 1,4 \cdot d, \quad (26)$$

где B — ширина батареи, i — число рядов по высоте и

$$F = B \cdot l \cdot z \cdot \pi \cdot d, \quad (27)$$

где z — число труб по ходу воздуха. Используя уравнение (25a) и (8a), находим:

$$h = \frac{\alpha}{8500} \cdot \frac{F}{f} \cdot w = \frac{5,7}{8500} \frac{B \cdot l \cdot z \cdot \pi \cdot d}{B \cdot i \cdot 1,4 d} \cdot \frac{w^{\frac{2}{3}}}{d^{\frac{1}{3}}} = 0,0015 \cdot z \cdot \frac{w^{\frac{5}{3}}}{d^{\frac{1}{3}}}. \quad (28)$$

Пример 2. Определить потерю напора в воздухоохладителе, рассчитанном в примере 1. Имеем

$$d = 0,042 \text{ м}, \quad w = 6 \text{ м/сек}, \quad z = 17, \\ h = 0,0015 \cdot 17 \cdot \frac{6^{\frac{5}{3}}}{0,042^{\frac{1}{3}}} = 0,0015 \cdot 17 \cdot \frac{19,9}{0,348} = 1,5 \text{ мм вод. ст.}$$

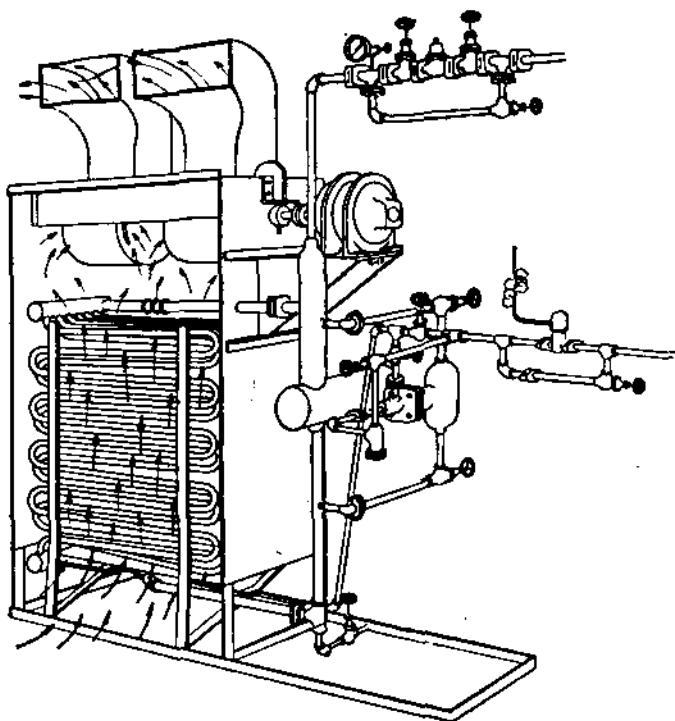
Потеря скоростного напора при выходе

$$h' = \gamma \cdot \frac{w^2}{2g} = 1,24 \cdot \frac{6^2}{2 \cdot 9,81} = 2,3 \text{ мм вод. ст.}$$

Всего около 4—5 мм вод. ст.

Испытания поперечноточного воздухоохладителя, произведенные в 1933 г. инж. Е. Б. Иоэльсоном в холодильной лаборатории КММИ

им. Баумана для ВНИИХИ (Всесоюзного научно-исследовательского холодильного института), подтвердили высокие значения k и низкие значения сопротивления h , получающиеся в воздухоохладителе этого типа при температурах около 0°C и выше. Наоборот, при наличии снеговой шубы k резко переменна в зависимости от толщины и плотности шубы (иней или лед) и в целом ниже; при длительной работе можно ожидать значения k порядка 15—20 кал/м² час $^\circ\text{C}$, даже при больших скоростях, кроме того, может наступить закупорка части проходов с образованием мертвых углов. Поэтому Холл применяет в воздухоохладителях непосредственного испарения

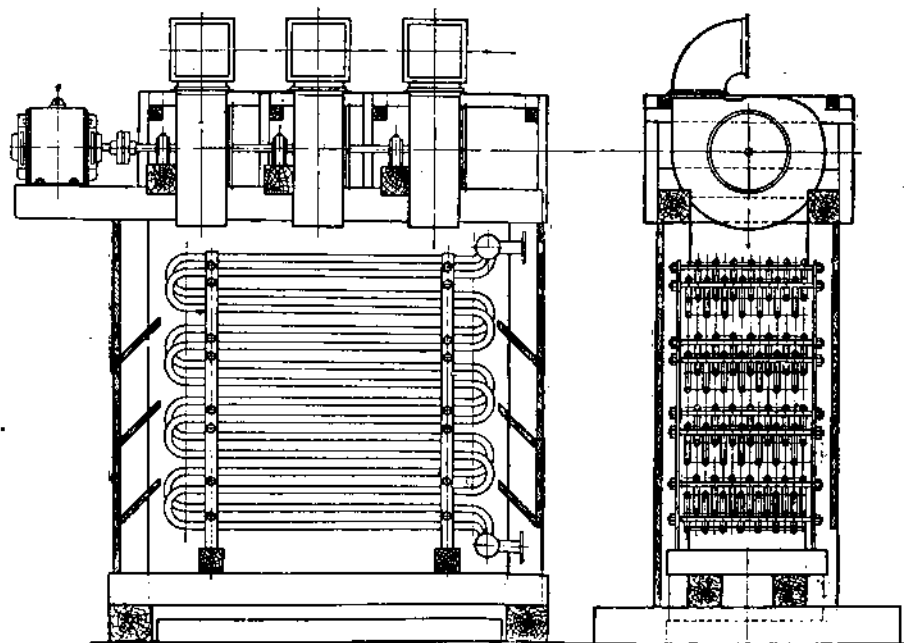


Фиг. 254. Азрокулер непосредственного испарения аммиака завода Йорк.

ния устройства для обрызгивания труб рассолом (фиг. 244), растворяющим иней. В отличие от оросительных воздухоохладителей, где теплопередача от воздуха к холодоносителю происходит в основном на поверхности капель или струек жидкости, здесь теплопередающей поверхностью служат трубы, малое же количество рассола, орошающее их, служит лишь для растворения льда. Недостатком этой конструкции является большая опасность коррозии труб, подвергающихся одновременному воздействию рассола и воздуха, и сложность эксплуатации из-за быстрого разжижения рассола благодаря малому количеству последнего. Кроме того, опыты ВНИИХИ подтвердили, что даже при малой скорости воздуха (около 2 м/сек) и подачи рассола сквозь оросительные отверстия без специального распыливания унос капель настолько велик, что необходима установка элиминаторов (§ 2), создающих добавочное сопротивление в 10—15 мм вод. ст. с одновременным увеличением габарита из-за необходимости низкой скорости в элиминаторах.

В большинстве случаев те же эксплуатационные качества, но с меньшей затратой металла, может дать оросительный воздухоохладитель, соединенный в случае надобности с находящимся под ними испарителем.

Одной из разновидностей поперечноточного воздухоохладителя является так называемый аэрокулер, введенный в последние годы в США и примененный у нас на Мясокомбинате в Москве. Трубчатые аэрокулеры выполняются непосредственного испарения (фиг. 254), или рассольные (фиг. 255). В обоих случаях к каркасу охлаждающей батареи крепится металлический кожух, в верхней части которого находятся центробежные вентиляторы (от 1 до 4) на одном общем валу с электродвигателем, укрепляемым на кронштейне вне кожуха. Благодаря создаваемому вентиляторами разрежению воздух засасывается из камеры через нижнюю часть каркаса, не закрытую



Фиг. 255. Рассольный аэрокулер.

кожухом, просасывается через батарею и нагнетается вентиляторами через специальные раструбы в камеру. Благодаря направляющему действию раструбов при надлежащем расположении аэрокулеров в охлаждаемом помещении равномерное распределение воздуха достигается без помощи воздушных каналов, применение которых в ряде случаев нежелательно.

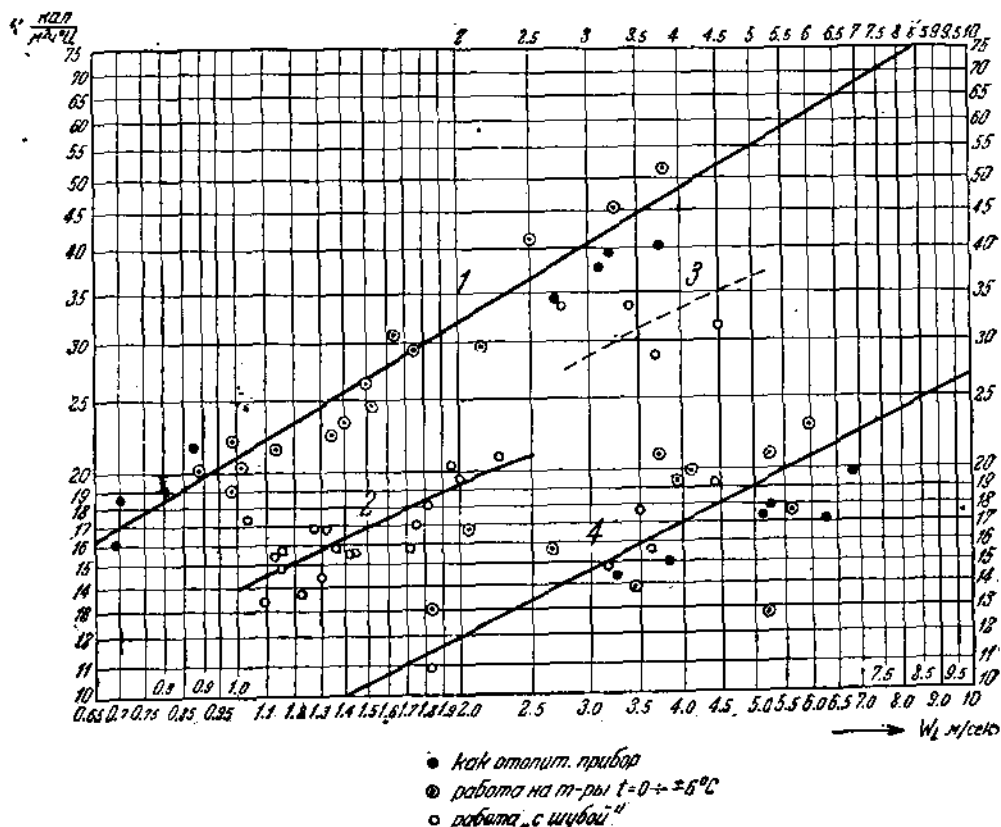
Уже упомянутые опыты ВНИИХИ дали для испытывавшегося аэрокулера в 2—3 раза меньшие значения k при тех же скоростях воздуха (фиг. 256), чем в поперечноточном воздухоохладителе типа Холл. Основной причиной этого, как показали наблюдения, произведенные с помощью дымовых струй при застекленном фасаде аэрокулера, было наличие мертвых углов. Параллельное включение 15 труб привело к весьма малой скорости рассола ($w_s \approx 0,03$ м/сек), вследствие чего внутреннее тепловое сопротивление $\frac{1}{\alpha_s}$

порядка $0,01$ (кал/м² час °Ц)⁻¹ становится уже заметной величиной. Такое параллельное включение коротких змеевиков из-за преобладающего влияния случайных местных сопротивлений не обеспечивает равномерной раздачи рассола по трубам; во время опытов некоторые трубы периодически оттаивали, что свидетельствовало о застое рассола в них. Наконец, хотя по

Томы и Рейхеру расстояние между трубами отдельно не входит в формулы теплопередачи, определяя собой лишь скорость в живом сечении при заданной подаче воздуха, американские источники утверждают¹, что и при заданной скорости в узком живом сечении α зависит от расстояния между трубами, а именно

$$\alpha = A \cdot \frac{w^n}{d^m} \cdot \left[1 + \frac{d}{\delta} \right], \quad (29)$$

где δ — расстояние между центрами труб в плоскости, перпендикулярной к направлению движения воздуха. В самом деле, при большом расстоянии



Фиг. 256. Результаты испытаний поперечноточного воздухоохладителя и аэрокулера ВНИИХ. 1 — поперечноточный воздухоохладитель; 2 и 3 — то же со снеговой шубой; 4 — аэрокулер.

между трубами в аэрокулере (фиг. 245) протекание воздуха между ними, вероятно, отходит от типа фиг. 249 и приближается к типу фиг. 248, что согласно формуле (5) дает снижение α на 30%. Все это указывает на необходимость экспериментальной проверки при перенесении коэффициентов, проверенных на одной конструкции какого-либо аппарата, на другой аппарат, родственный по типу; особого внимания заслуживает вопрос об избежании опасности образования мертвых углов при омовении труб воздухом.

Наконец, для охлаждения и кондиционирования воздуха жилых и производственных помещений применяется юнит-кулер (фиг. 257), подвесной воздухоохладитель из ребристых труб со своим вентилятором наподобие калорифера Юнкерса. Коэффициенты теплопередачи для ребристых труб

¹ Furnas, Ind. Eng. Chem., I, 1930.

весьма различны в зависимости от формы ребер, расстояния между ними и т. п. Для одного из видов труб Весоюзным теплотехническим институтом определены зависимости для одной трубы

$$k = 7,2 \cdot w^{0,36}, \quad (30)$$

для систем с последовательным расположением

$$k = 8,8 \cdot w^{0,4} \quad (31)$$

и при шахматном расположении

$$k = 8,8 \cdot w^{0,48}. \quad (32)$$

Причиной более низких значений показателя степени при w против уравнений (1), (4) и (8) является значительное тепловое сопротивление тонких ребер, вследствие чего кривая

$$k = f(w) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + s}$$

протскает значительно выше кривой

$$\alpha = \varphi(w)$$

из-за влияния константы s , в большей мере снижающей высокие значения k , чем низкие.

Значения k , выраженные уравнениями (30—32), получены при отоплении труб паром со свободным стоком конденсата, где $\frac{1}{\alpha''}$ очень мало; в случае менее благоприятных условий теплоперевода с внутренней стороны новое значение k' может быть найдено по формуле:

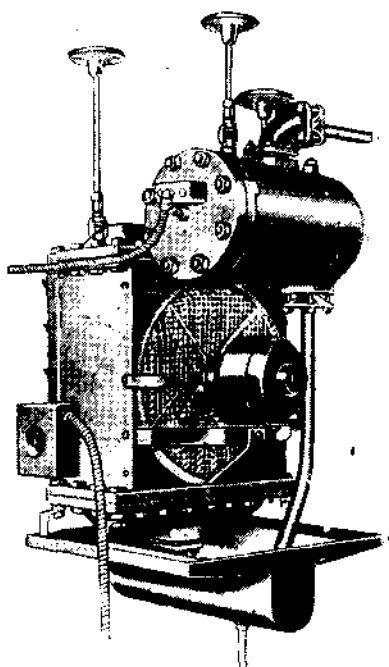
$$\frac{1}{k'} = \frac{1}{\alpha_{вн}} \cdot \frac{F_{нар}}{F_{вн}} + \frac{1}{k}, \quad (33)$$

где $F_{нар}$ — наружная поверхность ребристой секции,

$F_{вн}$ — внутренняя поверхность труб секции.

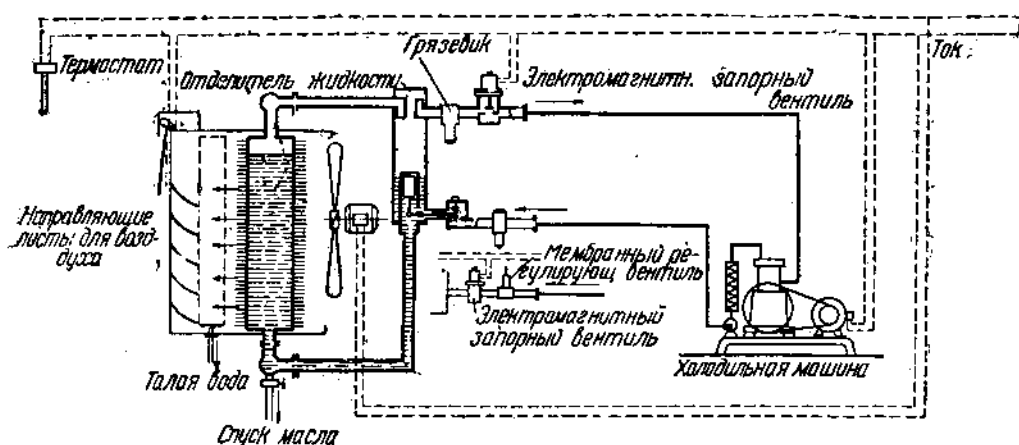
При $\frac{F_{нар}}{F_{вн}} \approx 12$, $\alpha_{вн}$ оказывает существенное влияние на k . Вместе с тем конденсация влаги также влияет на k в разной мере в зависимости от формы ребер и т. п. Поэтому значения k для воздухоохладителей с ребристыми трубами должны в каждом случае определяться экспериментально в условиях, близких к нормальным работам для данного аппарата.

Юнит-кулеры, за частную, выполняются с автоматической регулировкой и дефростацией по схеме фиг. 258. В цепь электромагнитного запорного вентиля на всасывании последовательно включены 2 автоматических выключателя: один из них управляется термостатом охлаждаемой камеры, другой — специальным регулятором дефростации. Последний состоит из укрепленной шарнирно легкой планки (фиг. 259), нормально отклоняемой потоком воздуха, проходящим через батарею; в этом положении (фиг. 258) меркоид включен. Когда из-за чрезмерного нарастания инея сопротивление прохождению воздуха значительно уменьшает его подачу, струя перестает отклонять планку, меркоид выключается и всасывание прекращается, вслед за чем автоматический регулирующий вентиль (поплавковый или мембранный) прекращает питание жидкостью. Камерный же термостат произво-



Фиг. 257. Юнит-кулер.

для выключения юнит-кулера в случае достижения заданной температуры. В обоих случаях вентилятор продолжает работать, обеспечивая этим, с одной стороны, дефростацию, а с другой — ровную температуру в камере

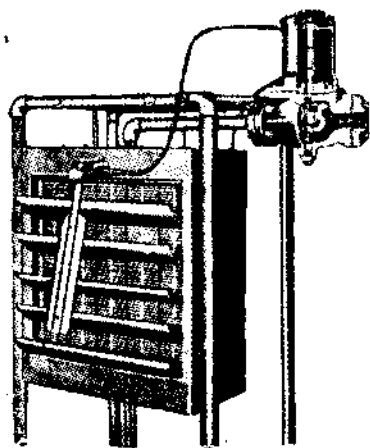


Фиг. 258. Схема автоматика юнит-кулера.

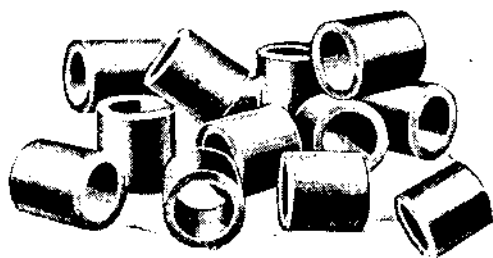
как путем перемешивания воздуха, так и путем некоторой дополнительной холодоотдачи за счет таяния инея.

Электроавтоматы отдельных юнит-кулеров соединены между собой параллельно и всей группой последовательно включены в цепь мотора компрессора или его реле. Пока работает хоть один юнит-кулер, компрессор продолжает работать, и лишь при достижении потребной температуры во всех камерах и включении всех термостатов компрессор останавливается.

Подобные же схемы применяются при рассольных юнит-кулерах.



Фиг. 259.

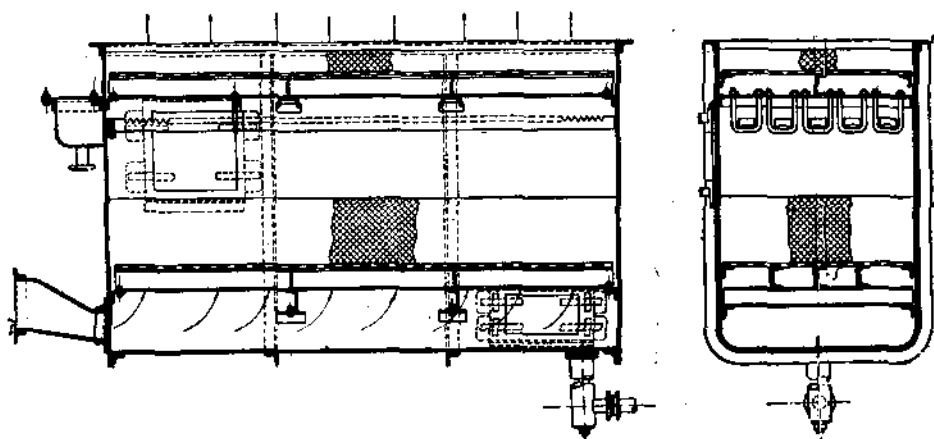


Фиг. 260. Кольца Рашига.

§ 2. Оросительные воздухоохладители.

Из многочисленных типов оросительных воздухоохладителей с заполнением в настоящее время господствующим является воздухоохладитель с кольцами Рашига, или сокращенно воздухоохладитель Рашига. Кольца Рашига (фиг. 260) представляют собой пустотелые цилиндры, высота которых равна диаметру, вследствие чего они и при утряхивании не укладываются правильными слоями, а лежат беспорядочно, благодаря чему воздух проходит через их толщу равномерно; при ином заполнении воздух может проходить в отдельных местах, оставляя в других мертвые углы. Кольца Рашига изготовляются из любых материалов и разных размеров, но в холодильной

технике применяются белые фаянсовые кольца диаметром 25 мм, с толщиной стенки около 2—3 мм. 1 м³ этих колец содержит их около 55 000 штук с общей поверхностью 220 м²; 92% объема остаются пустыми, и вес 1 м³ колец составит 570 кг. В СССР воздухоохладители Рашига до сих пор изготавливались заводом „Компрессор“ по типу фиг. 261. Баки этих воздухоохладителей прямоугольные из листового железа толщиной 4—5 мм; в зависимости от условий доставки и монтажа бак выполняется сварным или клепаным. Воздух вдувается вентилятором через соединительный патрубок, иногда ошибочно называемый диффузором, в нижнюю часть бака, затем проходит снизу вверх через рабочий (теплопередающий) слой колец высотой 300—500 мм и через верхний отбойный слой, улавливающий механически унесенные капли жидкости (рассола); отбойный слой выполняется толщиной в 100—200 мм, предпочтительно из колец диаметром 15 мм, однако при скоростях воздуха $w, \leq 1 \text{ м/сек}$ пригодны и обычные кольца диаметром 25 мм при толщине слоя в 100 мм. Сверху бак накрывается деревянным коробом, переходящим в нагнетательный канал.



Фиг. 261. Воздухоохладитель Рашига завода „Компрессор“.

Холодоноситель — вода или рассол — поступает в воздухоохладитель через рассольную коробку и распределяется по оросительным желобам открытого типа, прямоугольного сечения, выполняемым из железа толщиной в 3 мм, длина и количество которых определяется размерами бака. Бортик желоба зубчатый, форма слива треугольная.

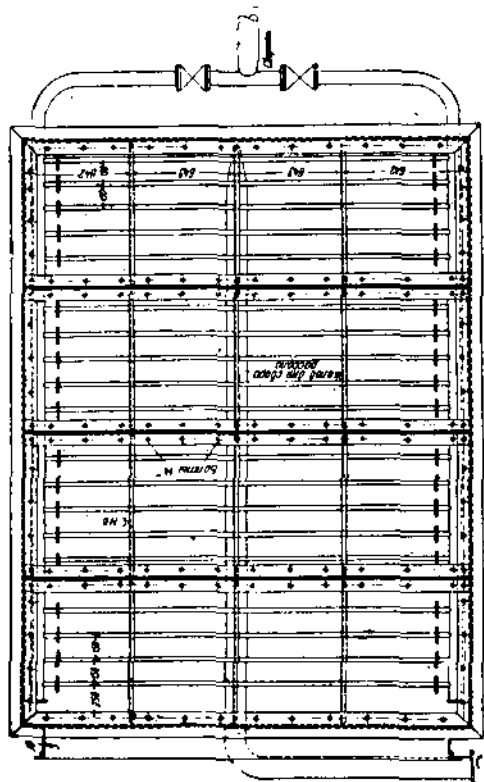
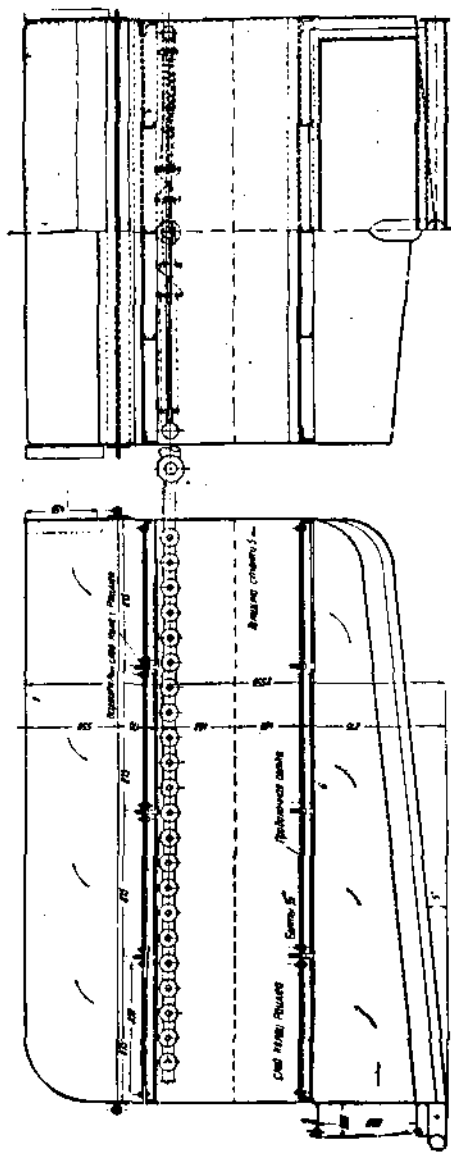
Для доступа к желобам и орошаемому слою колец, а также и рассольному фильтру в боковой стенке имеются люки и двери количеством от двух до трех размером 500 × 900 и 500 × 500 мм; в воздухоохладителях малой мощности (10 000 ккал/час) оба люка устроены в торцевой стенке, и для наблюдения за работой желобов имеются иллюминаторы.

Решетка, на которой покоятся кольца, делается из листового железа толщиной 6 мм со сверленными или давленными дырами диаметром 20 мм.

Описанная конструкция, выполнявшаяся заводом „Компрессор“ в течение нескольких лет, является неудовлетворительной прежде всего в отношении оросительных желобов, не обеспечивающих увлажнения всех колец, вследствие чего высоту слоя приходится увеличивать против расчетной на 100—150 мм, причем добавочная засыпка колец служит в основном лишь для перераспределения рассола. Кроме того, самый незначительный перекося при монтаже или во время эксплуатации может сразу уменьшить реальную теплопередающую поверхность аппарата в несколько раз. Неудачной является и решетка из листового железа, так как она увеличивает вес всего аппарата, и, кроме того, большое количество металла по-

мимо этого веса пропадает в виде стружек или выкружек. Требования, которым должна удовлетворять удобная и экономичная конструкция воздухоохладителя Рашига, изложены в проекте стандарта, принятом Научно-техническим советом Насосо-компрессорного объединения (см. приложения). Эти требования в основном отражает фиг. 262, дающая общий вид воздухоохладителя на $125\,000\text{ кал/час}$ при условиях, близких к изложенным

в примере 1, выполненном Клинволоконстром для вязкого подвала фабрики искусственного шелка в Клин-ну. В этом воздухоохладителе кольца Рашига покоятся на проволоочной сетке, опирающейся на рамки из углового железа, а оросительное устройство выполнено в виде трубок диаметром 25 мм с насверленными отверстиями диаметром 2 мм. Для обеспечения равномерности орошения подводы да-ны с двух сторон, так как опыт пока-



фиг. 262. Воздухоохладитель Рашига с оросительными трубками.

зал, что при одностороннем подводе давление к концу оросительной трубки падает и орошение становится недостаточным. Такие трубки при расстоянии между отверстиями около 75—100 мм, в особенности, при переменном наклоне отверстий, обеспечивают равномерное орошение всей поверхности слоя колец. Однако коррозия этих трубок в присутствии рас-сола и воздуха весьма интенсивна, в особенности вблизи отверстий; поэтому за границей они выполняются из особо стойкого медноникеле-вого сплава. В целях экономии цветных металлов Клинволоконстром при-

менены в виде опыта трубки железные, которые имеют небольшую стоимость и в случае надобности могут быть заменены легко новыми благодаря креплению на фланцах. Трубки необходимо иметь съемными, и при одностороннем подводе жидкости открывающимися с торца также для возможности прочистки их от загрязнений, постепенно затягивающих, как показывает практика, выходные отверстия. На фиг. 262 не показаны лючки и не заштрихована засыпка.

Верхний короб для уменьшения потерь воздуха через неплотности выполнен железным и переходит в металлический нагнетательный канал; в некоторых случаях, однако, в зависимости от проектных условий, воздухоохладители Рашига выполняются без верхнего короба с выпуском воздуха в нагнетательную камеру, откуда он далее распространяется по каналам.

В качестве распределительного устройства для рассола могут применяться также и форсунки, но обязательно типа крупнобрызгающих, так как в противном случае придется увеличивать отбойный слой для противодействия уносу рассола.

При расчете оросительных воздухоохладителей ввиду невозможности точно определить размеры теплопередающей поверхности, переменной в зависимости от степени орошения заполняющих ее тел, от размеров капель и т. п., а также ввиду трудности выделения сухой теплопередачи, целесообразно пользоваться величиной

$$k_v = \frac{F}{V} \cdot \alpha \cdot \xi \text{ (кал/м}^3 \text{ час } ^\circ\text{Ц)}, \quad (34)$$

которую можно назвать объемным коэффициентом теплопередачи.

Этот коэффициент для воздухоохладителя Рашига зависит от скорости продуваемого воздуха w , которая выражается в м/сек и относится к условному незаполненному сечению бака F_0 и от интенсивности орошения

$$w_h = \frac{V_{S\lambda}}{F_0} \text{ (м}^3\text{/час м}^2\text{ = м/час)}. \quad (35)$$

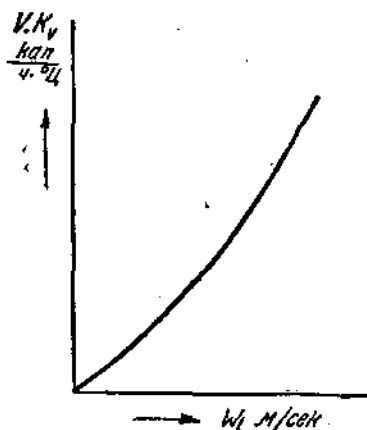
Эта величина называется в метеорологии высотой дождя, так как она означает слой жидкости, натекающей за час в цилиндрический сосуд, открытый сверху.

От этих же факторов зависит и сопротивление продуванию воздуха через аппарат.

В воздухоохладителе Рашига основной теплопередающей поверхностью являются не капли жидкости, а смоченные ею кольца; коэффициент теплоперевода между весьма медленно движущейся жидкостью, стекающей по кольцам, и воздухом должен зависеть преимущественно от скорости последнего. Опыты, произведенные Ф. Меркелем над охладителем воды (градирней) с кольцами Рашига, дали зависимость коэффициента теплоперевода от количества продуваемого воздуха (фиг. 263) типа

$$k_v = c \cdot w^n, \quad (36)$$

где $n > 1$. Между тем, обычно $n < 1$, что имело место, например, в опытах Фернеса¹ над теплопереходом между воздухом и засыпкой из сухих метал-



Фиг. 263.

¹ Ind. Eng. Chem. № 1, 1930.

лических шаров, где получена зависимость по формуле (36) с показателями:

$n = 0,74$ для шаров диаметром 18,5 мм

$n = 0,76$ " " " 31,7 "

$n = 0,78$ " " " 48,6 "

Этот результат вполне соответствует зависимости потери давления при продувании воздуха через засыпку от скорости воздуха и размера шаров, выявленной испытаниями во Всесоюзном теплотехническом институте¹:

$$h = A \cdot w^m, \quad (37)$$

где m равно от 1,35 до 1,9, возрастающая с размером частиц. Причиной этой закономерности является то, что при малых частицах и соответственно проходах между ними преобладает влияние трения в ламинарных условиях ($m=1$), при больших же проходах преобладает влияние потери при поворотах и имеет место приближение к $m=2$. Значения $m \approx 1,75$ и $n \approx 0,75$ хорошо согласуются между собой в соответствии с теорией зависимости между потерей напора и теплопередачей по Тома. В самом деле, в общем виде имеем

$$\alpha = c_1 \cdot \frac{h}{w}, \quad (256)$$

тогда при

$$\alpha = c_2 \cdot w^n \quad (36a)$$

находим

$$h = \frac{\alpha}{c_1} \cdot w = \frac{c_2}{c_1} \cdot w \cdot w^n = \frac{c_2}{c_1} \cdot w^{n+1}, \quad (38)$$

или, сравнивая с уравнением (37),

$$m = n + 1. \quad (39)$$

Между тем, потеря напора воздуха в слое колец Рашига по германским данным, выражается графиком фиг. 264, где для орошаемых колец $m=2,2$,

что свидетельствует о том, что воздух при достаточной скорости задерживается в известной мере стекающий рассол, затягивание которым части промежутков увеличивает сопротивление и вместе с тем увеличивает рабочую поверхность. Таким образом возрастание w_1 увеличивает k_v , главным образом, за счет увеличения турбулентности (и соответственно α), но также отчасти за счет увеличения эффективной поверхности F .

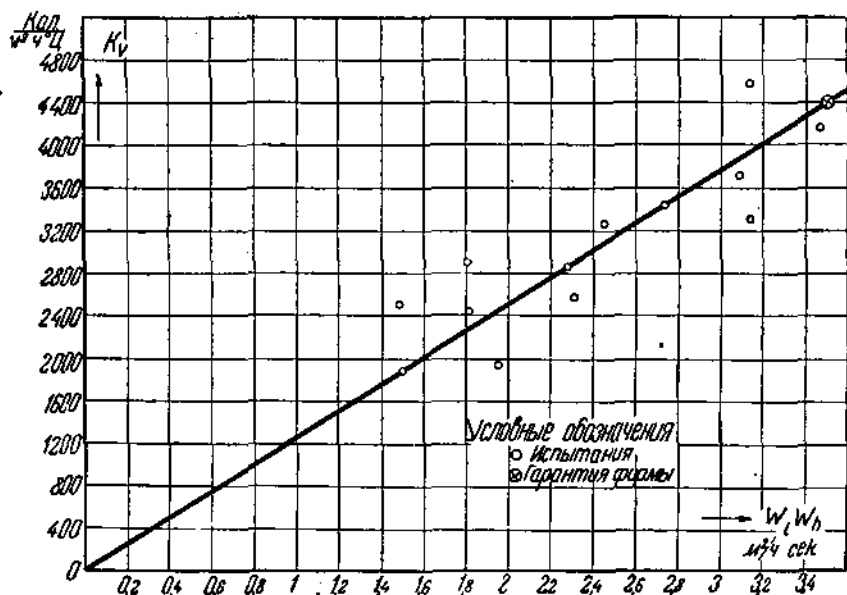
Увеличение интенсивности орошения w_h также почти линейно увеличивает k_v , как в опытах Меркеля, так и в упоминаемых ниже испытаниях Совторгфлота, но здесь в отличие от воздуха основной причиной является увеличение эффективной поверхности, и лишь второстепенную роль играет указанное выше увеличение турбулентности движения воздуха, характеризуемое увеличением сопротивления (фиг. 264).

¹ Известия Теплотехнического ин-та № 7 (20), 1926.

Результаты испытаний, произведенных над воздухоохладителями Рашига с трубчатым распределением рассола на судах-рефрижераторах Совторгфлота, были, по предложению инж. А. М. Дезента, обработаны в виде $k_v = c \cdot w_1 \cdot w_h$ и с достаточной практической точностью дали линейную зависимость коэффициента теплопередачи от произведения скорости воздуха и интенсивности орошения (фиг. 265), могущую быть выраженной формулой

$$k_v = 1250 \cdot w_1 \cdot w_h \quad (38)$$

В выявленных на фиг. 265 пределах эта формула достаточно надежна; практически обычно принимают $w_1 = 1 - 1,1$ м/сек, так как большая скорость влечет большие потери напора, а меньшая — раздувание аппарата, и орошение $w_h = 3,6$ м³/час или 1 л/сек м², чему соответствует при охлаждении воздуха на 4—6° подогрев рассола на 1—2° Ц.



Фиг. 265.

Пример 3. Рассчитать воздухоохладитель Рашига производительностью

$$Q = 25000 \text{ кал/час}$$

для условий:

Температура камеры $t = -8^\circ \text{ Ц}$

- поступающего в воздухоохладитель воздуха $t_{11} = -6^\circ \text{ Ц}$ при $\varphi_1 = 75\%$
- охлажденного воздуха $t_{12} = -12^\circ \text{ Ц}$ при $\varphi_2 = 82\%$
- поступающего рассола $t_{S1} = -15^\circ \text{ Ц}$
- выходящего рассола $t_{S2} = -13^\circ \text{ Ц}$

Рассол CaCl_2 , $\gamma_s = 1,22 \text{ кг/л}$

Средняя логарифмическая разность температур воздуха и рассола для имеющего здесь место противотока определится по формуле:

$$\theta = \frac{(t_{11} - t_{S2}) - (t_{12} - t_{S1})}{2,3 \cdot \lg \frac{t_{11} - t_{S2}}{t_{12} - t_{S1}}} = \frac{(-6 + 13) - (-12 + 15)}{2,3 \cdot \lg \frac{-6 + 13}{-12 + 15}} = 4,7^\circ \text{ Ц.}$$

При $t_{11} = -6^\circ$, $\varphi_1 = 75\%$, $i_1 = -0,4 \text{ кал/кг}$;

$t_{12} = -12^\circ$, $\varphi_2 = 82\%$, $i_2 = -2,6 \text{ кал/кг}$.

Объемный вес воздуха при -9° $\gamma = 1,3 \text{ кг/м}^3$ и продуваемый объем

$$V_1 = \frac{Q}{(i_1 - i_2) \cdot \gamma} = \frac{25000}{(-0,4 - (-2,6)) \cdot 1,3} = 8700 \text{ м}^3/\text{час.}$$

При $w_l = 0,8$ м/сек площадь решетки:

$$F_0 = \frac{V_l}{3600 \cdot 0,8} = \frac{8700}{3600 \cdot 0,8} \approx 3 \text{ м}^2.$$

Количество орошающего рассола:

$$V_s = \frac{Q}{(t_{s1} - t_{s2}) \cdot c \cdot \gamma_s} = \frac{25000}{2 \cdot 0,69 \cdot 122} \approx 15000 \text{ л/час},$$

$$w_h = \frac{V_s}{F_0 \cdot 1000} = \frac{15000}{3 \cdot 1000} = 5 \text{ м/час}.$$

Имея $w_l \cdot w_h = 0,8 \cdot 5 = 4 > 3,6$, берем верхний предел $k_v = 4500$ кал/м² час °С. Тогда объем рабочего слоя колец:

$$V_{\text{раб}} = \frac{Q}{k_v} = \frac{25000}{4500 \cdot 4,7} = 1,185 \text{ м}^3.$$

и высота

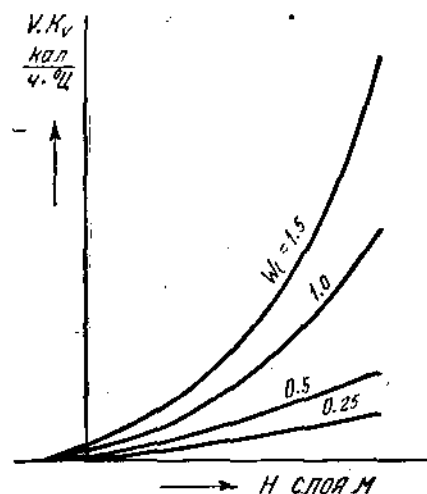
$$H_{\text{раб}} = \frac{V_{\text{раб}}}{F_0} = \frac{1,185}{3} \approx 0,4 \text{ м}.$$

Сопротивление в рабочем слое на 1 м толщины при $w_h = 5$ м/час, $w_l = 0,8$ м/сек по фиг. 264 составляет 18 мм вод. ст., а в отбойном при $w_h = 0$, $w_l = 0,8$ м/сек — 12,5 мм вод. ст. на 1 м толщины, а при принятых размерах $\Sigma h = 0,4 \cdot 18 + 0,1 \cdot 12,5 = 8,5$ мм вод. ст.

В вышеприведенном примере мы относили теплопередачу к 1 м³ колец и получали расчетную высоту слоя путем деления рабочего объема колец на площадь решетки. В действительности по опытам Меркеля величина $V \cdot k_v$ зависит от величины слоя таким образом, что, с одной стороны, при высоте слоя, равной нулю, теплопередача имеет место благодаря наличию дождя, и наоборот, при увеличении слоя теплопередача растет быстрее, чем высота слоя из-за улучшения равномерности распределения жидкости (фиг. 26). Однако до получения точных данных приходится ограничиться вышеприведенным методом расчета.

Влагосодержание воздуха, выходящего из оросительного воздухоохладителя, может быть найдено методом, показанным на фиг. 251, но с той разницей, что точка С берется не на пограничной кривой, а левее ее, в соответствии с пониженным парциальным давлением водяных паров в присутствии рассола согласно таблиц Линге (приложения). Формулы (10—19) применимы к оросительному воздухоохладителю с той

же поправкой, т. е. с подстановкой вместо $x''_{\text{ст}}$ и $i''_{\text{ст}}$ значений x''_s и i''_s , соответствующих парциальному давлению паров рассола по Линге. Однако, ввиду того что сухая теплопередача в оросительном воздухоохладителе в отдельности не изучена, приходится пользоваться согласно формуле (34) выражением, включающим в себя среднюю величину надбавки ξ . Значения кривой k_v по фиг. 265 базируются на опытах, произведенных при низких температурах, поэтому для условий кондиционирования воздуха, где значение x и ξ выше, будут взяты с надежностью. По Смису¹ влагосодержание



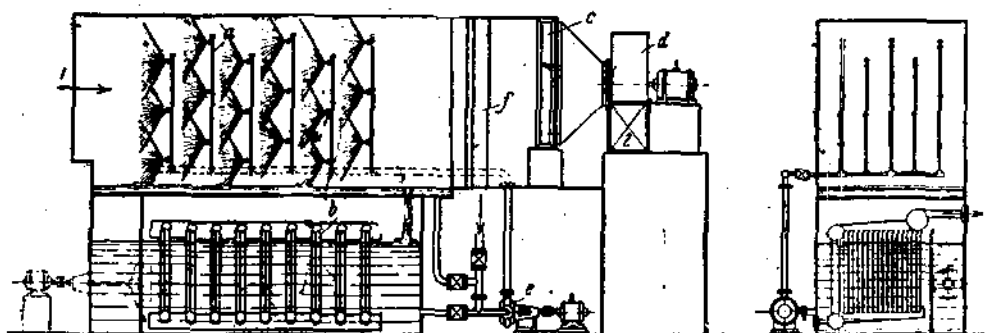
Фиг. 266. Зависимость теплопередачи от высоты слоя колец Рашига.

¹ Report of the F. I. B., 1928.

отходящего воздуха может быть определено с достаточной точностью по формуле

$$x_2 = x_1 - (x_1 - x_s) \cdot \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_s} \quad (39)$$

однородной со способом, изображенным на фиг. 251.

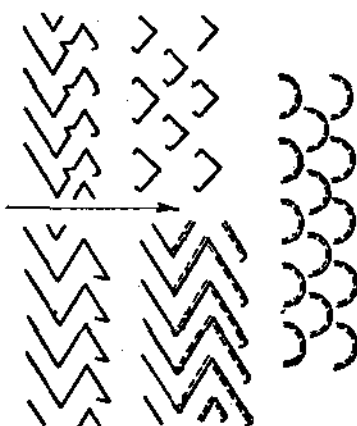


Фиг. 267. Форсуночный воздухоохладитель.

а — форсунка; б — испаритель; в — нагревательные батареи; д — вентилятор; е — насос; ф — элиминаторы.

В США значительное распространение получили оросительные воздухоохладители чисто дождевого типа (без насадки) с распыливанием рассола форсунками. Фиг. 267 изображает подобный воздухоохладитель, работающий пресной водой с помещенным под ним оросительным испарителем и с центробежным вентилятором, высасывающим воздух. Наибольшую трудность в форсуночных воздухоохладителях представляет собой надежное устройство отбойников, так как мелко распыленная вода или рассол с трудом выделяются из воздуха. Из разных типов отбойников наиболее распространенным является изображенный в левом верхнем углу фиг. 268. Скорость воздуха при горизонтальном направлении его в форсуночных воздухоохладителях почти не влияет на теплопередачу, так как относительная скорость капель по отношению к воздуху почти не зависит от движения последнего, а лишь от быстроты падения капель; с этой точки зрения, равно как и для облегчения улавливания капель, последние не должны быть слишком мелкие; исследования, произведенные во Всесоюзном теплотехническом институте, выявили, что размеры капель растут с уменьшением давления распыла; с другой стороны, подача рассола растет с корнем квадратным из избыточного давления, и размеры так называемого факела также растут с давлением (табл. 40). Поэтому из большого диапазона располагаемых форсунок (табл. 41) в воздухоохладителях предпочтительно применение форсунок с большим диаметром, допускающих распыл больших количеств при малой потере напора, что важно и с точки зрения экономии энергии на перекачку рассола.

Скорость воздуха в элиминаторах для успешного отделения капель не должна превышать 2,5—2,75 м/сек; листы элиминаторов на концах снабжаются загibiами или выкладываются резиновой губкой (фиг. 268) во избежание уноса жидкости с их поверхности проходящим воздухом. Необходимая поверхность элиминаторов указывается (эмпирически) в раз-



Фиг. 268. Элиминаторы.

Таблица 40.
Результаты испытаний американской форсунки в ТТИ.

Избыточное давление, <i>ати</i>	1	2	3	4	5
Расход воды, <i>л/час</i>	531	786	952	1 110	1 260
Угол факела	40°	44°	48°	48°	53°
Длина факела, <i>мм</i>	760	1 150	1 450	1 502	1 150

Таблица 41.
Производительность форсунок Карье (Carrier) (*л/мин*).

Диаметр выходных отверстий		При избыточном давлении перед форсунками, <i>ати</i> :					
		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Англ <i>дюймы</i>	<i>мм</i>						
$\frac{1}{16}$	1,6	0,35	0,55	0,66	0,77	0,86	0,95
$\frac{1}{8}$	3,2	1,77	2,50	3,05	3,55	3,95	4,30
$\frac{3}{16}$	4,8	3,95	5,7	7,0	8,0	9,0	9,9
$\frac{1}{4}$	6,4	6,9	9,9	12,0	13,8	15,4	16,9
$\frac{3}{8}$	9,5	19,4	27,6	33,8	39,0	43,6	47,8
$\frac{1}{2}$	12,7	34,7	49,3	60,2	69,6	77,8	85,1

мере 1,25 м² на 1 000 м³/час продуваемого воздуха; потеря напора в них составляет около 10 мм вод. ст., объемная теплопередача дождевого (форсуночного) воздухоохладителя

$$k_v \approx 1\,000 \text{ кал/м}^3 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Упомянутые в предыдущем параграфе аэрокулеры также выполняются в виде форсуночных воздухоохладителей и смешанного типа.

Ряд типов форсуночных воздухоохладителей (спрейдеки и спрейдокты), возникший в США применительно к технологическому процессу мясокомбинатов, рассматривается в курсе холодильных установок.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛАВЕ XII.

(См. также указатель литературы к гл. VII).

А. На русском языке.

1. Блинов В. И., О дисперсности механически распыленной воды, изд. Всесоюзного теплотехнического ин-та, Москва 1931.
2. Власов О. Е., Ребристые нагревательные приборы, Известия Теплотехнического ин-та № 6 (39), Москва 1928.
3. Гирш М., Сушка и сушилки, перев. с нем., Гостехиздат, Москва 1929.
4. Иоэльсон Е. Б., Заметки об английской хладотехнике, Холодильное дело № 3, Москва 1930.
5. Линге К., Давление паров над водяным раствором хлористого натрия, хлористого магния, хлористого кальция, перев. с нем., Холодильное дело № 1, Москва 1930.
6. Маричев К. В., Испытание воздухоохладителей на московском холодильнике Союзмясопродукта „X Октябрь“, Скоропортящиеся продукты и холодильное дело № 9 и 10, Москва 1929.
7. Меркель Ф., Теплопередача в воздухоохладителях, перев. с нем. Холодильное дело № 11—12, Москва 1931.

9. Пашинский Я. Удаление снеговой шубы на воздухоохладителях, Холодильное дело № 5—6, Москва 1931.

9. Ровенский А., Воздухоохладитель Спринклера производительностью 50 000 кал/час, Холодильное дело № 4, Москва 1931.

10. Тома Г., Котлы высокой мощности, перев. с нем., МАКИЗ, Москва 1925.

Б. На английском языке.

11. Carraway T. W., Control of Unit Coolers, Refrigerating Engineering Vol. 22, № 2, New-York 1931.

12. Carraway T. W., Unit Coolers in Refrigeration and Air Conditioning, Refrigerating Engineering Vol. 24, № 4, New-York Oct. 1932.

13. Department of Scientific and Industrial Research., Report the Food Investigation Board for the Year 1928 (Section G—The Control of Temperature and Humidity) His Majesty's Stationery Office, London 1929.

14. Furnas C. G., Heat Transfer from a Gas Stream to a Bed of Broken Solids, Industrial and Engineering Chemistry Vol. 22, № 1, Washington 1930.

15. Macintire H., Handbook of Mechanical Refrigeration, J. Wiley and Sons, New-York 1928.

16. Woolrich W. R., The Effect of Humidity in Heat Transmission of Pipe, Refrigerating Engineering Vol. 21, New-York June 1931.

*17. Woolrich W. R., Seates Paul W. and Tacker Max, Heat Transfer in Unit Coolers, Refrigerating Engineering, Vol. 26, № 5, New-York Nov. 1933.

На немецком языке.

18. Barth W. und Esser W., Der Druckverlust in geschichteten Stoffen, Forschung Bd. № 4, Berlin 1933.

19. Blase W., Der Kleinluftkühler und seine Entwicklung, Die Kälte-Industrie, Jahrg. XXIX, Hefte 4, § 5, Hamburg 1932.

*20. Haan F., Kennlinien des Nassluftkühlers, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 41 Jahrg., 1 Heft, Berlin 1934.

*21. Hase G., Versuche über den Wärmeübergang im Luftkühler, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 40 Jahrg., Heft 10, Berlin 1933.

*22. Hilpert R., Wärmeabgabe von geheizten Drahten und Rohren im Luftstrom, Forschung, Bd. 4, № 5, Berlin 1933.

*23. Hilpert R., Verdunstung und Wärmeübergang an senkrechten Platten in ruhender Luft, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 355, Berlin 1932.

*24. Linge K., Die Beherrschung des Luftzustandes in gekühlten Räumen mit 2 grossen i/x -Diagrammen, Beihefte zur Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Reihe 2, Heft 7, Verlag: Gesellschaft für Kältewesen m. b. H., Berlin 1933.

25. Lohrich W., Bestimmung von Wärmeübergangszahlen durch Diffusionsversuche, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 322, Berlin 1929.

*26. Pienig Werner., Die Wärmeübertragung an kalte Flächen bei freier Strömung unter Berücksichtigung der Bildung von Schwitzwasser, Beihefte zum Gesundheitsingenieur, Reihe I, Heft 81, R. Oldenbourg, 1933.

27. Reiher H., Wärmeübergang von strömender Luft an Rohre und Rohrenbündel im Kreuzstrom (Strömungsrichtung senkrecht zur Rohrachse), Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 289, Berlin 1925.

*28. Schmidt Einst., Die Wärmestrahlung von Wasser und Eis, von bereiften und benetzten Oberflächen, Forschung, Bd. 5, № 1, Berlin 1934.

*29. Schropp K., Untersuchungen über die Reifbildung an Kühlrohren und ihren Einfluss auf die Kälteübertragung, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 40 Jahrg., 8 Heft, Berlin 1933.

30. Silberberg L., Luftbehandlung in Industrie und Gewerbebetrieben., Verlag J. Springer, Berlin 1932.

31. Steinbach A., Grundlagen zur Berechnung der Nassluftkühler, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, 39 Jahrg., 6 Heft, Berlin 1932.

ТУРБОКОМПРЕССОРЫ.

§ 1. Границы выгодного применения турбокомпрессоров в холодильном машиностроении.

Турбокомпрессор успешно конкурирует с поршневой машиной в установках очень большой мощности, так как лишь при больших объемах сжимаемого газа или пара он обладает достаточно хорошим к. п. д. Осуществление процесса сжатия в турбомашине имеет ряд преимуществ, как-то:

- а) прямооточность в движении холодильного агента;
- б) удобное осуществление многоступенчатого процесса сжатия с промежуточным охлаждением между группами колес в особых промежуточных охладителях до температуры, близкой к температуре охлаждающей воды;
- в) отсутствие смазки, благодаря чему испарители и конденсаторы не загрязняются маслом и работают с малыми перепадами температур;
- г) безопасность при пуске в ход с закрытой нагнетательной магистралью, так как наивысшее конечное давление в системе определяется лишь числом оборотов машины;
- д) очень большая быстроходность турбокомпрессоров, позволяющая соединение их со столь же быстроходными ротационными двигателями;
- е) очень малое место, занимаемое турбокомпрессорной установкой;
- ж) отсутствие клапанов, являющихся часто причиной неудовлетворительной работы поршневой машины.

Однако, несмотря на ряд отмеченных преимуществ турбокомпрессоров, последние не получили еще широкого применения в холодильной технике. Основная причина заключается в том, что возможность применения обычных холодильных агентов в турбокомпрессоростроении оказывается весьма ограниченной. Турбокомпрессоры могут работать с достаточно хорошим к. п. д. лишь при очень большой подаче пара или газа, так как в противном случае потеря работы от трения колес в паровом пространстве настолько влияет на к. п. д. машины, что она не может уже конкурировать с поршневой машиной; с другой стороны, при сравнительно высоком конечном давлении сжатия сечения для прохода сжатых газов становятся очень малыми и даже практически неосуществимыми. Карье и Ватерфильс считают, что выполнение турбокомпрессоров с достаточно высоким к. п. д. возможно лишь в том случае, если часовой объем пара или газа в конце сжатия составляет не менее $1000 \text{ м}^3/\text{час}$. Так, для аммиака, обладающего большой объемной холодопроизводительностью (при $t_0 = -15^\circ$, $t = +30^\circ$, $t_u = +25^\circ$ $q_v'' \approx 529 \text{ кал/м}^3$), наинизшая граница холодопроизводительности, осуществимой посредством турбокомпрессора, очень высока и составляет около $2000000 \text{ станд. кал/час}$; для дихлорэтилена объемная холодопроизводительность составляет всего 17 кал/м^3 и наинизшая осуществимая посредством турбокомпрессора холодопроизводительность составляет всего около $130000 \text{ станд. кал/час}$. Для преодоления заданной разности давления в конденсаторе и испарителе с наименьшим числом ступеней необходимо работать с очень большими окружными скоростями, достигающими 200 м/сек и даже выше.

Уменьшение окружной скорости в малых машинах ниже указанного предела приводит при заданном напоре к значительному увеличению числа ступеней и конструктивному усложнению и удорожанию машины.

Наименьший аммиачный компрессор построен в Германии фирмой Броун-Бовери для химической промышленности и характеризуется следующими данными (при температуре испарения $t_0 = -15^\circ \text{Ц}$ и температуре конденсации $t = +25^\circ \text{Ц}$:

Холодопроизводительность Q_0	1 540 000 кал/час
Давление всасывания p_0	2,41 атм
Давление нагнетания p	10,22 атм
Засасываемый часовой объем V_h	2 920 м ³ /час
Число оборотов n	16 000 об/мин
Число ступеней в двух барабанах	10
Диаметр колес	260 мм
Наибольшая окружная скорость	218 м/сек
Потребляемая мощность	560 квт

Турбокомпрессор работает со впрыскиванием 11,6% жидкого аммиака при температуре $+5^\circ \text{Ц}$ между двумя барабанами во избежание диссоциации аммиака при высокой температуре сжатия.

Достигнутая удельная холодопроизводительность составляет таким образом

$$K = \frac{1\,540\,000}{560} \approx 2750 \text{ кал/квт.ч.}$$

§ 2. Выбор холодильных агентов в турбокомпрессоростроении.

При выборе холодильного агента для турбокомпрессоров помимо общих соображений о пределах рабочих давлений, способности к воспламенению, вредности для обслуживающего персонала, действию на металлы, стоимости и пр. надлежит, исходя из основного принципа работы турбокомпрессора, в первую очередь остановить свое внимание на холодильных агентах, обладающих наибольшим молекулярным весом.

Исходя из постоянной величины Трутона:

$$\frac{\mu \cdot r, \text{ атм}}{T_{\text{нмта}}} = \text{const} \approx 22, \quad (1)$$

мы видим, что удовлетворяющие этому требованию холодильные агенты обладают одновременно малой скрытой теплотой парообразования; последнее свойство, будучи вообще мало выгодным для рабочего процесса холодильной машины, оказывается благоприятным для турбокомпрессоростроения в том смысле, что обеспечивает большее количество циркулирующего агента и, следовательно, больший часовой объем его V_h . Благодаря большому часовому объему холодильного агента низшая граница холодопроизводительности, осуществляемой турбокомпрессором, может быть в значительной мере снижена.

Кроме большого молекулярного веса и большого часового объема для заданной холодопроизводительности Карье предъявляет к холодильному агенту, применяемому в турбомашинах, еще следующие требования: а) небольшой перепад давлений между конденсатором и испарителем, б) малая теплоемкость жидкости, в) незначительный перегрев при адиабатическом сжатии.

Требование о незначительности перегрева при адиабатическом сжатии вызвано тем, что в турбокомпрессоре конечная температура сжатия в каждой ступени выше, чем в адиабатическом процессе, так как процесс сжатия в турбокомпрессоре сопровождается значительным сообщением тепла, вызываемым интенсивным трением дисков о пар.

Вышеуказанным требованиям Карье в наибольшей мере удовлетворяют многоатомные газы большого молекулярного веса с неглубокой температурой кипения.

Из холодильных агентов¹, применяемых в поршневых машинах, можно в первую очередь назвать хлорэтил C_2H_5Cl , хотя засасываемый часовой объем его для турбомашин не является достаточным; его молекулярный вес $\mu=64,5$ также не очень значителен.

Значительно более подходящим является этиловый эфир $C_4H_{10}O$, обладающий молекулярным весом $\mu=74$; он был предложен Перкинсом в качестве холодильного агента еще в 1834 г. Благодаря низким давлениям засасываемый часовой объем его очень велик; его верхняя пограничная кривая в энтропийной Ts -диаграмме выше 0° протекает крайне необычно (фиг. 269), а именно энтропия насыщенного пара возрастает с повышением температуры. Процесс адиабатического сжатия сухого насыщенного

пара почти не затрагивает области перегрева: конечная точка адиабаты сжатия попадает даже в область насыщенного пара. К недостаткам этилового эфира следует отнести сравнительно высокую теплоемкость его жидкости ($c=0,529 \text{ кал/кг}^\circ\text{Ц}$ при 0°), следствием чего является значительная потеря в регулирующем вентиле при дросселировании; главнейшим его недостатком является большая опасность, заключающаяся в его легкой воспламеняемости.

Очень подходящими для турбокомпрессоров оказались хлористые соединения различных углеводородов, в особенности дихлорэтилен $C_2H_2Cl_2$ и дихлорметан CH_2Cl_2 .

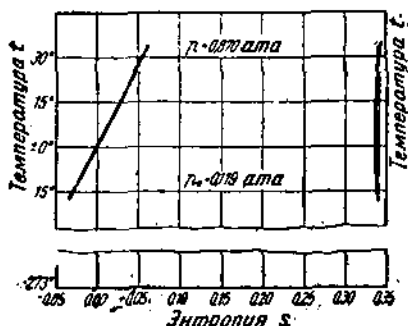
Последние холодильные агенты нашли себе весьма широкое применение в американских холодильных установках с турбокомпрессорами.

Термические свойства дихлорэтилена ($\mu=96,9$) определены в 1931 г. инженером В. Ся² в Холодильном институте в Карлсруэ. Дихлорэтилен при комнатной температуре и атмосферном давлении находится в жидком состоянии и обладает запахом, напоминающим хлороформ. В химической промышленности он издавна используется в качестве растворяющего и экстракционного средства для жиров и

масел. Существует две изомеры дихлорэтилена, форма — *cis* $\begin{array}{c} \text{H}-\text{C}-\text{Cl} \\ \parallel \\ \text{H}-\text{C}-\text{Cl} \end{array}$

и форма — *trans* $\begin{array}{c} \text{H}-\text{C}-\text{Cl} \\ \parallel \\ \text{Cl}-\text{C}-\text{H} \end{array}$. Первый кипит при давлении 760 мм рт. ст.

при $+48,5^\circ\text{Ц}$, второй — при $+60^\circ\text{Ц}$. Рыночный дихлорэтилен, известный в Америке под названием „Диэлин“, представляет собой смесь обеих изомер примерно в равных частях. Таблица паров дихлорэтилена дана в приложениях. Весь процесс протекает, как видно из энтропийной диаграммы, в вакууме (фиг. 270). Давление в конденсаторе обычно ниже $0,5 \text{ атм}$, а давление в испарителе при $t_0=-15^\circ\text{Ц}$ составляет в среднем для обеих изомер около $0,06 \text{ атм}$. Низкие температуры испарения с этим холодильным агентом не могут достигаться, и машины эти находят себе применение,



Фиг. 269. Энтропийная Ts -диаграмма для этилового эфира.

¹ Р. Планк, Американская холодильная техника, ГНТИ, 1931.

² W. Hsia, Die thermische Eigenschaften einiger Stoffe von hohem Molekulargewicht, Z. i. d. g. K. i. 1931, H. 10—11.

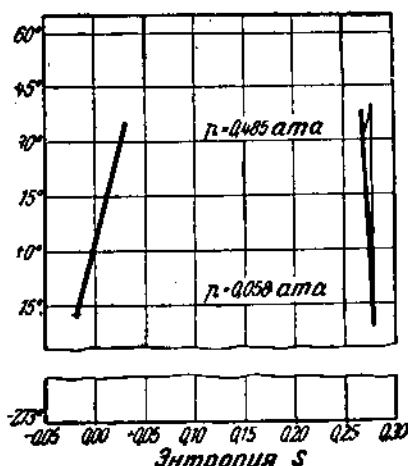
главным образом, в установках для кондиционирования воздуха в жилых и рабочих помещениях, где температуры испарения не требуются ниже 0° . Скрытая теплота парообразования в интересующих нас пределах температур изменяется незначительно и может быть в среднем принята для испарителя около $r = 75 \text{ кал/кг}$. Малая теплоемкость жидкости $c = 0,27 \text{ кал/кг } ^\circ\text{C}$ обуславливает очень крутое протекание нижней пограничной кривой в Ts -диаграмме (фиг. 270) и очень малую потерю от дросселирования в регулирующем вентиле. Энтропия сухого насыщенного пара между $+30^\circ$ и -15°C с понижением температуры возрастает очень незначительно и потому верхняя пограничная кривая протекает очень круто. Поэтому при адиабатическом сжатии, несмотря на большое отношение давлений p/p_0 , перегрев получается очень незначительный, что находится в соответствии с низким значением показателя адиабаты сжатия $k = c_p/c_v = 1,14$ и отвечает одному из поставленных Карье требований к холодильному агенту в турбокомпрессоре. Благоприятный характер протекания верхней пограничной кривой исключает поэтому необходимость впрыскивания жидкого дихлорэтилена для сбивания перегрева между отдельными ступенями, как это должен был сделать завод Броун-Бовери в своем аммиачном турбокомпрессоре.

Термические свойства дихлорметана CH_2Cl_2 еще недостаточно изучены. В позднейших исследованиях Перри (Perry) установлена кривая давлений в зависимости от температуры в интересующих нас пределах и значение скрытой теплоты парообразования $r = 82,7 \text{ кал/кг}$ при атмосферном давлении. Критическая температура по Перри составляет $215,7^\circ\text{C}$. Молекулярный вес $\mu = 84,9$ и постоянная Трутона

$$\frac{\mu \cdot r_{\text{атм}}}{T_{\text{атм}}} = \frac{84,9 \cdot 82,7}{313,77} = 22,4,$$

т. е. почти одинакова с дихлорэтиленом.

Рабочие давления при дихлорметане несколько выше, чем при дихлорэтилене, и поэтому в испарителе не приходится иметь дело со столь глубоким вакуумом; давление в конденсаторе в большинстве случаев оказывается, однако, ниже атмосферного, и потому постоянное удаление проникающего в систему воздуха оказывается и здесь безусловно необходимым.



Фиг. 270. Энтропийная Ts -диаграмма для дихлорэтилена.

Таблица 42.
Кривая давлений для CH_2Cl_2 .

T°	p мм рт. ст.	T	p мм рт. ст.
210	2,0	270	122,0
220	4,2	280	200,0
230	9,6	290	312,5
240	20,6	300	465,0
250	39,4	311,5	715,8
250	71,2	313,77	760,0

Оба последних агента весьма устойчивы по отношению к кислотам, щелочам и металлам и практически нерастворимы в воде. Медь и латунь

могут широко применяться в производстве этих машин. Оба эти агента обладают очень сильной способностью растворяться в смазочном масле; они слабо горючи, их пламя легко тухнет в собственных продуктах сгорания.

Очень подходящим холодильным агентом для турбокомпрессора является метилбромид CH_3Br ; термические свойства его определены также инженером В. Ся¹ в Холодильном институте в Карлсруэ. Таблица

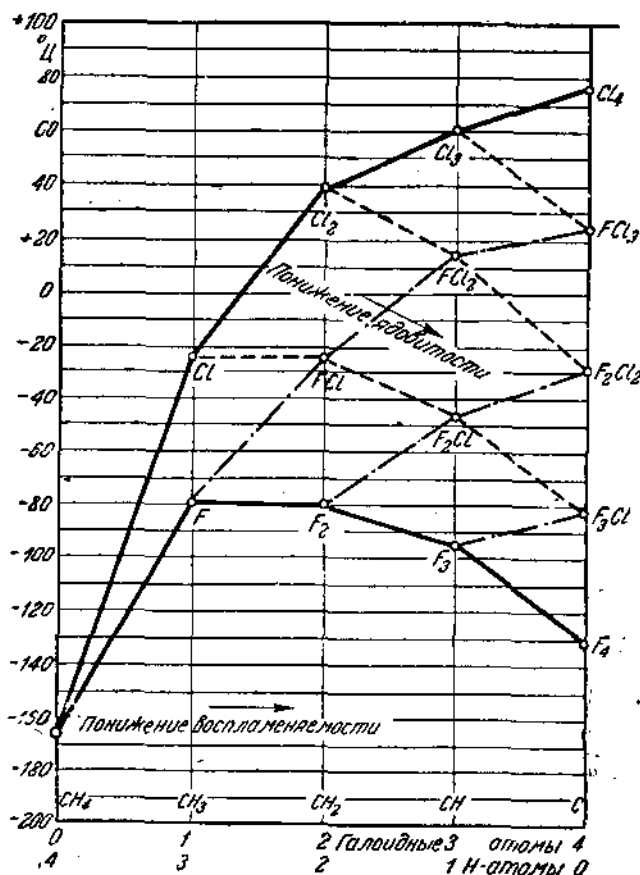
паров метилбромида с диаграммой $i/\lg p$ даны в приложениях.

Метилбромид при комнатной температуре и атмосферном давлении находится в парообразном состоянии и только при понижении температуры переходит в бесцветную жидкость, напоминающую по запаху хлороформ. Пары метилбромида воспламеняются при непосредственном соприкосновении с пламенем, при удалении же пламени процесс горения прекращается. Молекулярный вес метилбромида $\mu = 94,95$ и постоянная Трутона

$$\frac{\mu \cdot T_{\text{лат}}}{T_{\text{лат}}} = \frac{94,95 \cdot 62}{275,6} = 21,3.$$

Показатель адиабаты сжатия $k = 1,25$. Недостаток метилбромида — его вредность для здоровья, тем более ощутимая, что давление в конденсаторе выше атмосферного.

В последнее время в Америке на основе работ в Генте (Бельгия) предложен ряд новых органических фтористых



Фиг. 271.

соединений², могущих быть использованными с большим успехом в качестве новых холодильных агентов, в особенности для турбокомпрессоростроения. Поставлен вопрос о создании галоидных образований алифатических углеводородов CH_4 , C_2H_6 путем замены водородных атомов фтора или хлора. Чем больше атомов водорода заменяется галоидными атомами, тем меньше становится опасность воспламенения агента, и чем больше находится в соединении атомов фтора, тем агент становится менее удушливым. При замене атома водорода атомом хлора точка кипения повышается; при замене атома водорода атомом фтора (в соединениях, уже содержащих хлор) она понижается. При замене атомов хлора атомами фтора имеет место планомерное понижение температуры кипения по $50-60^\circ\text{C}$ на каждую замену. Температуры кипения 14 различных фтористых образований метана показаны на фиг. 271. Получившие распространение в Америке фто-

¹ W. Hsia, Z. f. d. g. K. I. 1931, H. 10—11.

² K. Plank, Z. f. d. g. K. I. 1932, H. 7—8.

ристые соединения с присвоенными им сокращенными названиями приведены в нижеприведенной табл. 43.

Таблица 43.

1. Исходный продукт CCl ₄ (F 10)			2. Исходный продукт CHCl ₃ (F 20)		
Соединение	Сокращенное обозначение	Молекулярный вес	Соединение	Сокращенное обозначение	Молекулярный вес
CFCl ₃	F 11		CHFCl ₃	F 21	102,92
CF ₂ Cl ₂	F 12	120,92	CHF ₂ Cl	F 22	86,45
CF ₃ Cl	F 13	104,46	CHF ₃	F 23	70,00
CF ₄	F 14	88,00			

Из приведенных в таблице значений наибольшего внимания заслуживает F 12 — дифтордихлорметан CF₂Cl₂, обладающий нормальной температурой кипения — 29,8° Ц, лежащей между температурой кипения аммиака (— 33,4° Ц) и хлорметила (— 24° Ц). Примерно в тех же границах рабочих давлений протекает рабочий процесс холодильной машины, осуществляемый с холодильным агентом F12.

Постоянная Трутона для CF₂Cl₂ составляет

$$\frac{\mu \cdot r_{\text{лат}}}{T_{\text{лат}}} = \frac{120,92 \cdot 40}{242,6} = 20.$$

В отношении горючести и воспламеняемости смеси F 12 с воздухом в Америке произведены специальные лабораторные исследования¹. Результаты опытов показали, что в смесях, содержащих до 30% F12, пламя не распространялось ни при комнатной температуре, ни при 100° Ц; было также установлено, что при вливании капель F12 в расплавленный свинец, температура которого повышалась до 750°, воспламенения не происходило. Ядовитость газа была широко испробована на опытах с животными (преимущественно с морскими свинками), причем было произведено сравнение действия F12 с хлорметилом CH₃Cl и двуххлористым метаном CH₂Cl₂. Результаты опытов сопоставлены в табл. 44.

Таблица 44.

Холодильный агент	Концентрация англ. фунт. на 1 000 куб. фут. воздуха	Объем- ные %	Время до наступле- ния смерти (сред- нее из 2 животных)	Примечание
CH ₃ Cl	10	8,5	3 ч. 18 м.	Принятые здесь концентрации были значительно выше тех, которые могут иметь место в обычных условиях, лабы получить в короткий промежуток времени сильный эффект
CH ₃ Cl	3,96	3,3	6 ч. 30 м.	
CH ₂ Cl ₂	10	5,0	2 ч. 01 м.	
CH ₂ Cl ₂	6,6	3,3	2 ч. 58 м.	
CF ₂ Cl ₂ F12)	10	3,3	Жив после 7 1/2 час.	
CF ₂ Cl ₂	60,6	20,0	Жив после 7 час.	

Таким образом F12 может быть отнесен к числу не ядовитых веществ. Однако при работе с F12 рекомендуется соблюдать известную осторожность, так как капельки жидкости вследствие низкой температуры кипения очень быстро испаряются и потому могут вызвать на коже местное обморажива-

¹ Electric Refr. News, Engineering Section. Detroit 30 December 1931.

ние; в особенности следует беречь глаза. Кроме того, при прорыве больших количеств F12 появляется опасность удушья (как и при CO_2) вследствие вытеснения воздуха тяжелым газом. Опасность здесь тем более велика, что F12 обладает очень слабым, не вызывающим неприятного чувства, запахом. Для достижения заданной холодопроизводительности получаем при различных холодильных агентах следующие соотношения в рабочих объемах цилиндров компрессоров (объем цилиндра F12 принят за 100%):

$$\text{F12} = 100\%, \quad \text{NH}_3 = 62\%, \quad \text{CH}_3\text{Cl} = 111\%, \quad \text{SO}_2 = 160\%.$$

Благодаря тому что скрытая теплота парообразования у F12 очень мала (при $t_0 = -10^\circ \text{C}$ $r = 38,1 \text{ кал/кг}$), мы получаем очень большое часовое количество циркулирующего в системе F12, что является свойством, благоприятным для турбокомпрессора. Если принять сечение трубопровода для жидкости при холодильном агенте F12 за 100%, то для других холодильных агентов получаем соответственно $\text{F12} = 100\%$, $\text{NH}_3 = 25\%$, $\text{CH}_3\text{Cl} = 52\%$, $\text{SO}_2 = 36,5\%$. Необходимое наполнение машины холодильным агентом при F12 значительно больше (по сравнению с хлорметилем на 40%). Последнее обстоятельство имеет известное значение, поскольку цена F12 очень высока (1 доллар за 1 англ. фунт или 9,30 марки за 1 кг), превышая стоимость NH_3 или SO_2 в 12 раз, а стоимость CH_3Cl — в 3—4 раза.

Опасность коррозии при применении F12 подверглась тщательным исследованиям, показавшим, что безводный холодильный агент в жидком состоянии никакого вредного влияния на ходовые машиностроительные материалы не оказывает. В парообразном состоянии замечается легкое разъедание фосфористой бронзы и более сильное латуни. Положение, однако, значительно ухудшается, если холодильный агент содержит в себе примесь воды; тогда большинство металлов в большей или меньшей степени разъедается, что, очевидно, является следствием образования фтористого водорода, так как при этих опытах и в стеклянных трубках были обнаружены характерные язвину. Это указывает на необходимость высушивать все машинные части перед наполнением системы F12, как это обычно делается при SO_2 и CH_3Cl . Самый холодильный агент F12, разумеется, должен быть безводным. Так как вода, кроме того, практически не растворяется в F12, то появляется опасность ее замерзания при температурах ниже 0°C и образования ледяных пробок в регулирующем вентиле или в игле поплавка.

Надо полагать, что F11 (CFCI_3) окажется очень подходящим агентом для турбокомпрессоров, поскольку он имеет очень высокий молекулярный вес ($\mu = 137,4$) и поскольку высокая температура кипения $+24^\circ \text{C}$ обеспечивает большие засасываемые объемы. Ядовитость его, очевидно, несколько большая, чем у F12; воспламеняемость и горючесть также незначительны.

F13 (CF_3Cl) заслуживает также известного внимания, поскольку он по протеканию кривой давления может заменить CO_2 . Температура кипения его -82°C ; он имеет однако то преимущество перед CO_2 , что он ниже этой температуры остается жидким, тогда как уголекислота при $-56,6^\circ \text{C}$ (давление 5,28 атм) уже замерзает. Не менее ценным является то, что критическая температура F13 лежит значительно выше, чем у CO_2 . Можно с уверенностью утверждать, что он не ядовит и не горюч.

Получаемые из хлороформа фтористые соединения могут служить холодильными агентами в холодильных машинах, например F21, однако есть основания опасаться, что в отношении ядовитости и горючести они не будут столь безвредными, как фтористые соединения четыреххлорного углерода.

Наконец чрезвычайно многочисленные, но еще мало изученные фторохлорные производные этана, этилена, пропана, бутана и др. открывают еще многие интересные возможности, которые со временем могут быть использованы холодильной техникой.

В табл. 45¹ приведены главнейшие данные, определяющие выполнение турбокомпрессоров при различных холодильных агентах (при температуре испарения $t_0 = -15^\circ$ и температуре конденсации $t = +30^\circ \text{Ц}$).

Таблица 45.

Холодильные агенты	H ₂ O	C ₂ HCl ₃	C ₂ H ₂ Cl ₂	C ₄ H ₁₀ O	C ₂ H ₅ Cl	SO ₂	NH ₃	CO ₂
Молекулярный вес μ	18	131,5	97	74	100	64	17	44
Отношение давлений p/p_0 . .	25	11	8,5	7	6,0	5,7	5,0	3,2
Засасываемый объем $\text{м}^3/\text{мин.}$ для $Q_0=100\,000$ кал/час	1900	470	100	56	21	8,3	3,2	0,7
Число ступеней	40	4	5-6	6-7	4	7	15	6
Наименьшая практически осуществимая холодопроизводительность Q_0 кал/час .	20 000	40 000	130 000	200 000	390 000	300 000	2 000 000	7 000 000

Примечание. C₂HCl₃ — трихлорэтилен, C₂H₂Cl₂ — дихлорэтилен, C₄H₁₀O — этиловый эфир, C₂H₅Cl — хлорэтил.

Из табл. 45 видно, что водяной пар как холодильный агент для турбокомпрессора практически неприменим из-за своего малого молекулярного веса и большого отношения рабочих давлений; число ступеней при этих условиях получилось бы очень большим. Углекислота также отпадает, ибо наименьшая осуществимая с ней холодопроизводительность слишком высока. Трихлорэтилен (нормальная температура кипения $+88^\circ \text{Ц}$) мало подходящ из-за глубокого вакуума в испарителе. Этиловый эфир легко воспламеняем. Таким образом из имевшихся до последнего времени в нашем распоряжении холодильных агентов практически наиболее подходящими оказывались для машин средней производительности дихлорэтилен и дихлорметан, для машин большой производительности — сернистый ангидрид, хлорэтил, хлорметил, амм.ак. Открытие Ф. Свартом холодильного агента F12 и его реализация Т. Мидли и А. Генне в лаборатории компании Фриджидер (Frigidaire) имеют поэтому очень большое значение для холодильного турбокомпрессоростроения. Таблица паров CF₂Cl₂ (F12) дана в приложениях. Там же приведены значения объемной холодопроизводительности q_v'' для CF₂Cl₂ при различных температурах испарения и переохлаждения.

Благоприятные свойства агента CF₂Cl₂ (F12) для турбокомпрессоров характеризуются следующими данными:

1. Засасываемый объем на $Q_0=100\,000$ кал/час при „стандартных“ условиях составляет:

$$V_{\text{ман}} = \frac{100\,000 \cdot v_0''}{60(t_0'' - t_a'')} = \frac{100\,000 \cdot 0,0927}{60 \cdot (135,3 - 105,75)} = 5,9 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

2. Необходимое число ступеней при сжатии z определяется уравнением²:

$$z \cdot u^2 = 7\,500 \cdot \Delta i, \quad (2)$$

¹ Р. Планк, Американская холодильная техника, ГНТИ, 1931.

² С. Colombi, Ein Verfahren zur Berechnung von Kreisverdrichtern und seine Anwendung auf Kältemaschinen, Z. t. d. g. K. I., 1929, H. 3-5.

где u — предельная окружная скорость, определяемая качеством применяемого материала, Δi — адиабатический перепад тепла (разница энтальпий) между конечным и начальным состоянием при сжатии.

В зависимости от принятой окружной скорости u имеем:

$$\text{для } u = 200 \text{ м/сек } z = \frac{7500 \cdot (141,5 - 135,3)}{200^2} = 1,2,$$

$$\text{для } u = 150 \text{ м/сек } z = \frac{7500 \cdot (141,5 - 135,3)}{150^2} = 2,0,$$

т. е. практически всего две ступени.

3. Наименьшая практически допустимая холодопроизводительность, определяемая из конечного объема сжатия около $1000 \text{ м}^3/\text{час}$, составляет:

$$Q_0 = \frac{1000 \cdot 100000}{60 \cdot V_{\min}} \cdot \frac{v_1}{v_2} = \frac{1666030}{V_{\min}} \cdot \frac{v_1''}{v_2} = \frac{1666000}{5,9} \cdot \frac{0,0927}{0,026} = 1000000 \text{ кал/час},$$

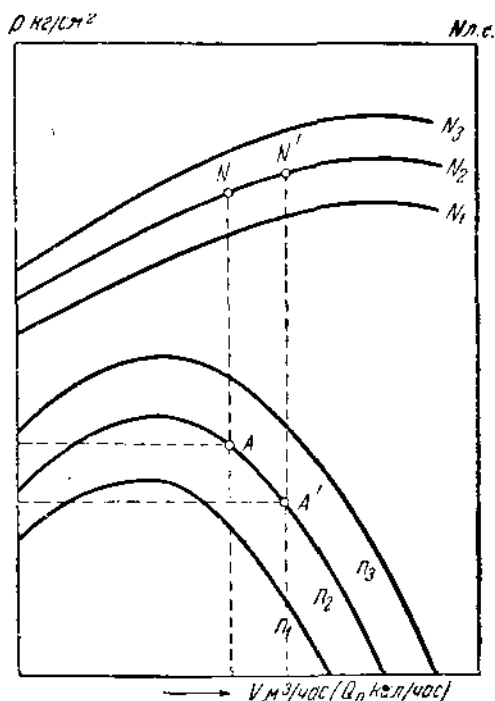
т. е. в 2 раза меньшая, чем для аммиака.

Следует отметить, что в противоположность наинизшей холодопроизводительности наивысшая холодопроизводительность практически неограниченна. Так, для диаметра колеса 1,3 м наивысшая холодопроизводительность составляет в „нормальных“ калориях:

для CO_2 — 160 млн. кал/час, для NH_3 — 40 млн. кал/час,

для CH_2Cl — 20 млн. кал/час, для $\text{C}_2\text{H}_5\text{Cl}$ — 6 млн. кал/час.

Хотя с понижением температуры испарения возрастает засасываемый часовой объем, наинизшая холодопроизводительность не может быть снижена, так как благодаря увеличению отношения рабочих давлений конденсации и испарения конечный объем сжатия уменьшается.



Фиг. 272. Рабочая характеристика турбокомпрессора.

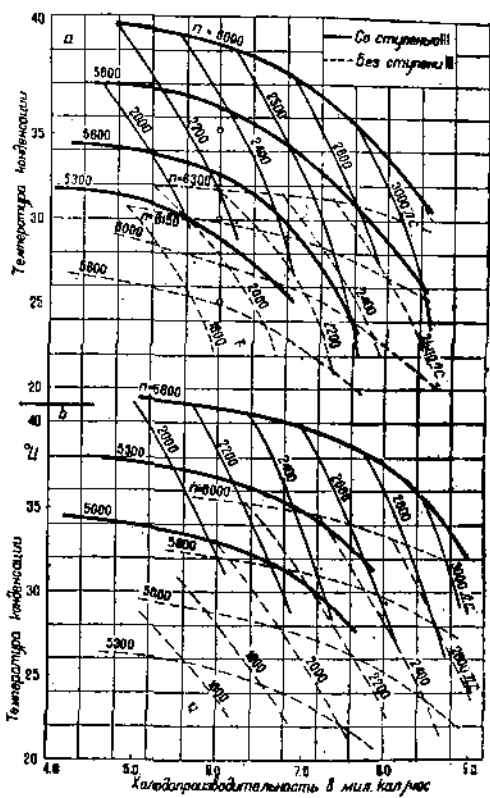
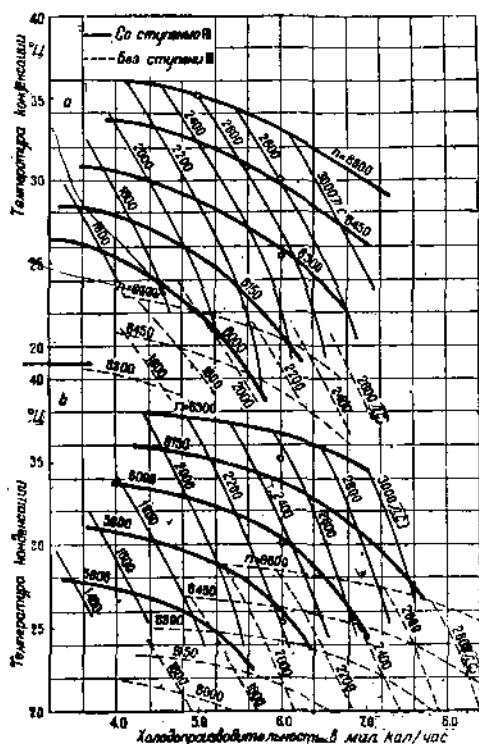
засасываемого турбокомпрессором объема пара при заданном числе оборотов необходимо отложить по оси ординат отрезок, соответствующий полному прео-

§ 3. Рабочие характеристики турбокомпрессоров.

Особенностью работы турбомашин является уменьшение подачи с возрастанием преодолеваемого напора. Для суждения о работе турбокомпрессора служит его рабочая характеристика. На диаграмме (фиг. 272) по оси абсцисс откладывается подача (или пропорциональная ей холодопроизводительность при заданной температуре испарения t_0) турбокомпрессора, а по оси ординат — напоры, преодолеваемые турбокомпрессором. Для каждого заданного числа оборотов получается одна кривая — напорная характеристика (линии π_1, π_2, π_3 на фиг. 272). На той же диаграмме для разных чисел оборотов нанесены кривые мощностей N , необходимые для приведения в движение турбокомпрессора. Для определения засасываемого турбокомпрессором объема пара при заданном числе оборотов

долеваемому напору, включая сопротивление сети, и провести прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой p ; указанное пересечение определит собой подачу (холодопроизводительность) турбокомпрессора. Для холодильных трубокомпрессоров можно практически пренебречь величиной сопротивления трубопровода по сравнению с давлением конденсатора и рассматривать характеристику сети как горизонтальную прямую, являющуюся функцией температуры конденсации.

Пусть при заданном числе оборотов n и при заданной температуре конденсации t рабочая точка на характеристике определяется точкой A , а потребляемая мощность точкой N . При понижении температуры и давления конденсации получаем на той же характеристике точку A' , опреде-



Фиг. 273 и 274. Характеристики турбокомпрессора завода Броун-Бовери при переменных температурах испарения и конденсации и различных числах оборотов.

ляющую большую подачу, и иную величину потребляемой мощности, определяемую точкой N' .

Таким образом при заданном числе оборотов холодопроизводительность и затрата мощности в турбокомпрессоре являются функцией температуры конденсации; с понижением температуры конденсации холодопроизводительность и затрата мощности возрастают.

Для практического пользования напорные характеристики и характеристики мощности объединяются в общий график путем проектирования точек с постоянным значением мощности на кривые напорных характеристик; в результате получаются диаграммы, приведенные на фиг. 273 и 274. Эти диаграммы относятся к аммиачному трехкорпусному турбокомпрессору в 6 млн. кал/час, построенному фирмой Броун-Бовери. В них по оси абсцисс отложены холодопроизводительности в миллионах кал/час, по оси

ординат — температуры конденсации. На фиг. 273 верхняя часть диаграммы, обозначенная буквой *a*, представляет собой характеристику турбокомпрессора при температуре испарения — 10°C ; нижняя часть диаграммы, обозначенная буквой *b*, представляет собой его характеристику при температуре испарения — 5°C .

На фиг. 274 верхняя часть диаграммы, обозначенная буквой *a*, представляет собой характеристику турбокомпрессора при температуре испарения — 20°C ; нижняя часть диаграммы, обозначенная буквой *b*, представляет его характеристику при температуре испарения — 15°C . Кривые постоянных значений мощности изображены на диаграмме тонкими сплошными линиями. Кривые постоянных чисел оборотов изображены на диаграмме жирными сплошными линиями. Пунктирные кривые являются характеристикой турбокомпрессора при работе с двумя группами колес по пяти ступеней в каждой группе. Работа с двумя группами колес (с одним промежуточным охладителем) возможна лишь при низкой температуре конденсации. При высоких температурах конденсации турбокомпрессор работает с тремя группами колес.

В основу построения турбокомпрессора положены следующие гарантии:

Холодопроизводительность	6 000 000	кал/час
Засасываемый часовой объем	172, 5	м ³
Количество циркулирующего аммиака	5,65	кг/сек
Давление испарения	2,4	ата
Давление конденсации	11,9	ата
Температура испарения	— 15°C	
Температура конденсации	+ 30°C	
Число оборотов	6 000	об/мин
Потребляемая мощность	2 335	л. с.

Компрессор должен быть в состоянии повысить холодопроизводительность до 8 млн. кал/час, а при температуре испарения — 20°C и температуре конденсации + 35°C должен давать 5 млн. кал/час.

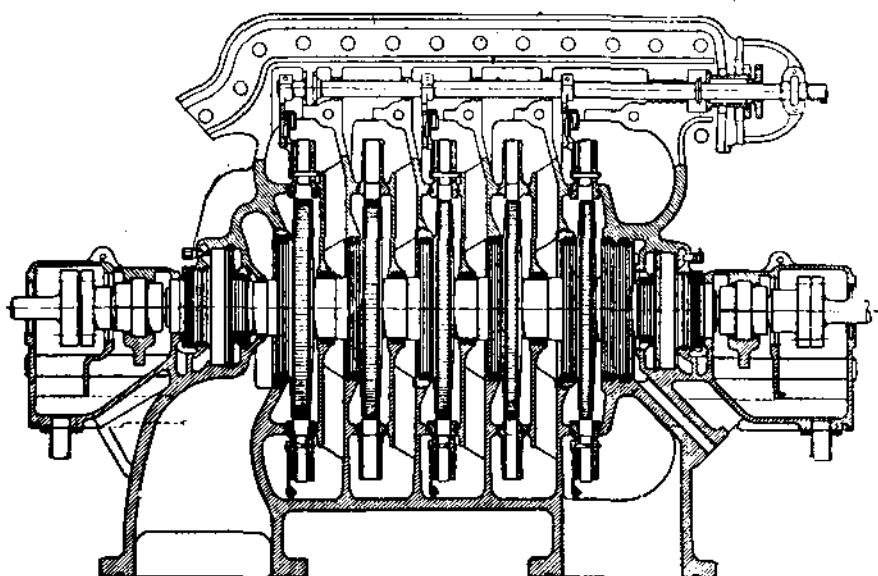
Приведенные характеристики перекрывают поставленные задания и показывают хорошую приспособляемость турбокомпрессора к переменным режимам работы. Характеристика *b* фиг. 273 показывает, например, что при температуре испарения $t_0 = -5^{\circ}\text{C}$ и температуре конденсации $t = +30^{\circ}\text{C}$ холодопроизводительность $Q_0 = 6\,000\,000$ кал/час может быть получена при числе оборотов $n = 6\,000$ об/мин. Затрата мощности на валу турбокомпрессора равна при этом $N = 2\,350$ л. с. При $t = -10^{\circ}\text{C}$ и $t = +30^{\circ}\text{C}$ (характеристика *a*) холодопроизводительность в 6 000 000 кал/час может быть получена при числе оборотов $n = 6\,450$ об/мин и затрате мощности $N = 2\,800$ л. с. Нагрузка в пределах 3—8 млн. кал/час может быть покрыта при изменении числа оборотов в пределах лишь 10%; для поршневого компрессора потребовалось бы изменение числа оборотов в отношении 8:3, т. е. почти в 3 раза.

§ 4. Конструкции турбокомпрессоров.

На фиг. 275 показан разрез через корпус низкого давления рассмотренного выше турбокомпрессора Броун-Бовери производительностью 6 000 000 кал/час; из него видно, что первая, третья и пятая ступени имеют подвижные лопатки диффузора, вторая и четвертая ступени — неподвижные. Поворот лопаток диффузора производится от общего штурвала. Уплотнение сальников главного вала достигается посредством масляного затвора. Фланцы разъемного по горизонтальной плоскости кожуха снабжены канавками, из которых просачивающиеся пары аммиака отсасываются, благодаря чему исключается возможность попадания аммиака наружу. Такой же отсос производится из предкамер сальников главного вала, вала диффузоров и соединений корпуса с промежуточным охладителем аммиака. Отсосанная

смесь аммиак-воздух попадает в особое устройство для обратного извлечения из нее аммиака, а полученный аммиак возвращается в систему.

Как уже отмечалось выше, турбокомпрессор выполнен в виде трехкожухового, по пяти ступеней в каждом кожухе. Разделение на три кожуха допускает очень удобную установку двух промежуточных охладителей: один между первым и вторым кожухом, второй — между вторым и третьим. Опыт показал, что охлаждение в корпусе с помощью водяных рубашек является мало эффективным, приводит к усложнению конструкции и увеличению ее веса. Поэтому в новых конструкциях применяется исключительно промежуточное охлаждение, при котором газ после прохода через группу колес направляется в особый промежуточный охладитель, в нем охлаждается и затем подводится к следующей группе колес. В данной конструкции вместо впрыскивания жидкого аммиака применяется исключительно поверхностное охлаждение водой. Поверхностный охладитель разбит на

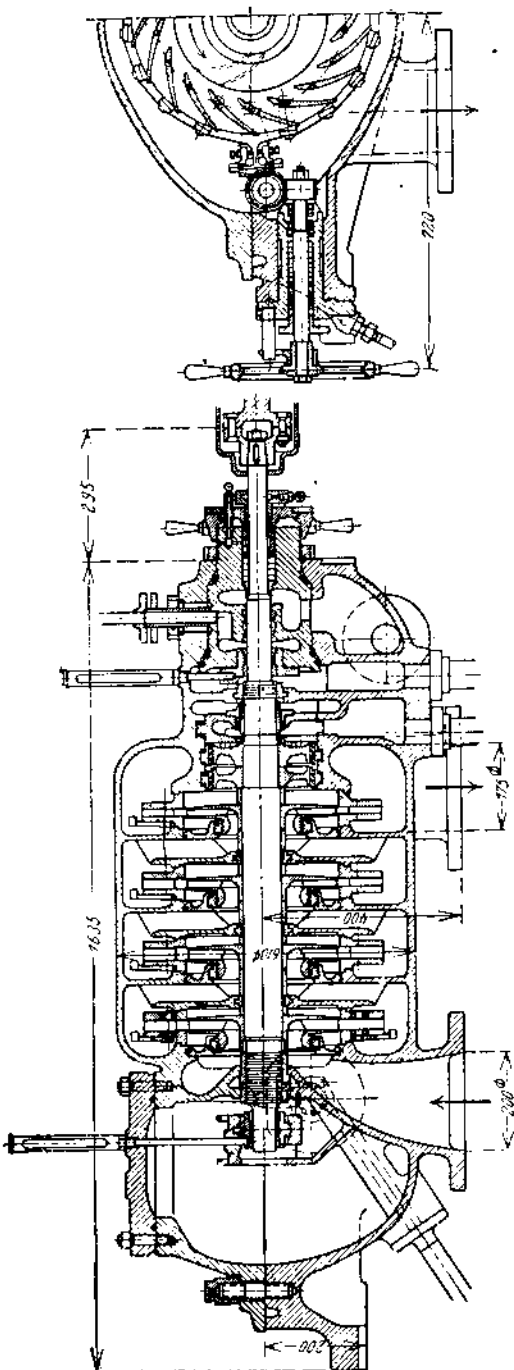


275. Разрез турбокомпрессора через корпус низкого давления.

секции, могущие выключаться порознь так, чтобы при выключении одной секции вторая секция той же группы могла бы с известной перегрузкой поддерживать непрерывную работу турбокомпрессора. При охлаждении только впрыскиванием жидкого аммиака (без водяного охлаждения) потребовалась бы затрата около 15% жидкого аммиака и сжатие образовавшихся паров в последующих ступенях компрессора; последнее привело бы к увеличению затраты мощности турбокомпрессора примерно на 7%, по сравнению с поверхностным охлаждением водой. Максимальный холодильный коэффициент был бы достигнут при комбинированном промежуточном охлаждении сначала водой, а затем за счет частичного испарения жидкого аммиака (см. ч. I, гл. III, Нормальный процесс двухступенчатого сжатия), но такое охлаждение приводит к громоздкости конструкции, трудно уязвляющейся с общей компактностью турбокомпрессорной установки.

Для регулирования количества подаваемого агента (холодопроизводительности) при постоянном числе оборотов применена система диффузоров с подвижными лопатками. Каждая группа, состоящая в данном случае из пяти ступеней, имеет по три ступени с подвижными лопатками диффузора и по две ступени с неподвижными лопатками. Путем поворота

чивания лопаток изменяется площадь поперечного сечения между ними, благодаря чему объем подаваемого газа или пара может по желанию увеличиваться или уменьшаться.



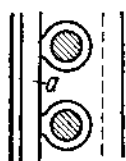
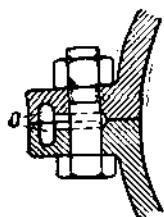
Фиг. 276. Турбокомпрессор для хлоретила завода Броун-Бовери.

На фиг. 276 показана конструкция турбокомпрессора для хлоретила завода Броун-Бовери холодопроизводительностью $Q_0 = 200\,000$ ккал/час при температуре испарения $t_0 = -20^\circ \text{C}$, температуре конденсации $+25^\circ \text{C}$ и числе оборотов $n = 13\,500$ об/мин. Внутреннее уплотнение движущихся частей достигается преимущественно лабиринтами. Осевое давление без трения воспринимается уравнивающим поршнем. Для масляного затвора применяется масло, не растворимое в хлорэтиле. Из бокового разреза хорошо видно устройство для поворачивания лопаток диффузора. Все подвижные лопатки связаны с рычагами, приводимыми в движение от многозвездного обода, охватывающего эти рычаги. Основной рычаг, имеющий на конце зубчатую рейку, приводится в движение от червячной передачи со штурвалом, поворот которого производится от руки или автоматически. Холодопроизводительность этого турбокомпрессора значительно ниже наименьшей, обычно допускаемой для $\text{C}_2\text{H}_5\text{Cl}$, и поэтому работа его должна протекать с пониженным индикаторным к. п. д.

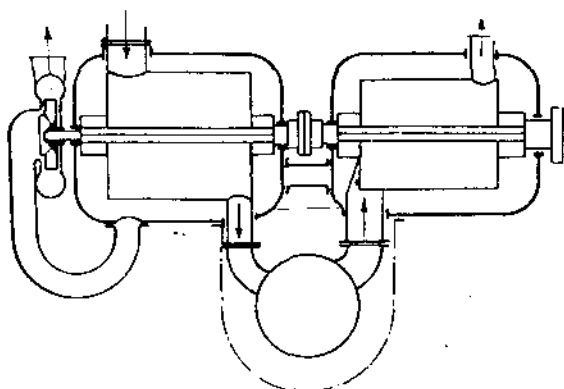
Ввиду того что кожух турбокомпрессора выполняется разъемным по горизонтальной плоскости, трудно рассчитывать на то, что соединение обеих половин кожуха на фланцах может обеспечить надлежащую плотность; опасность утечки газа через них является наибольшей. Фирма Броун-Бовери предусматривает устройство в обоих фланцах кожуха продольных канавок a , образующих всасывающий канал (фиг. 277), присоединяемый вместе с каналами других фланцевых соединений и предкамерами саль-

ника главного вала к системе с давлением несколько ниже атмосферного. Необходимое разрежение может быть создано вентилятором или струйным аппаратом. В тех случаях, когда давление во всасывающем штуцере турбокомпрессора ниже атмосферного, он лучше всего может быть

использован для создания необходимого разрежения в канавках и отсасывания просочившихся через стык газов. Патент фирмы Броун-Бовери предусматривает также возможность заключения всего турбокомпрессора с промежуточным охладителем в особую оболочку, внутри которой поддерживается некоторое разрежение, благодаря которому исключается возможность попадания вредных газов в помещение и причинения вреда при их вдыхании.



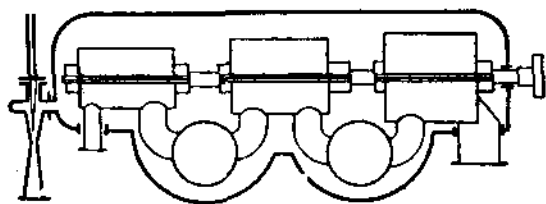
Фиг. 277.



Фиг. 278.

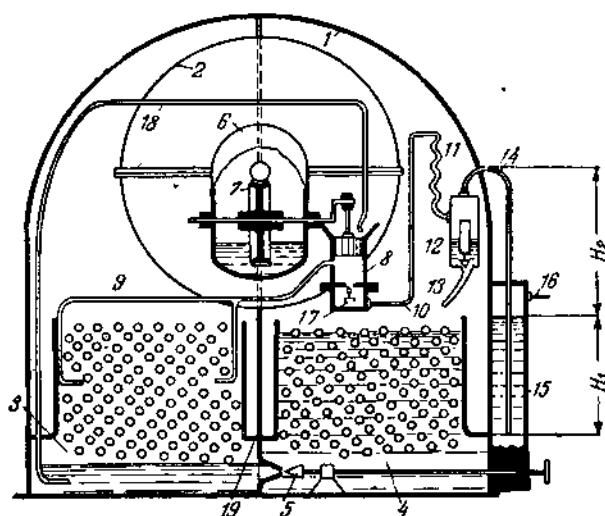
На фиг. 278 показан пример включения двухкорпусного турбокомпрессора с промежуточным охладителем в оболочку, в которой поддерживается пониженное давление по сравнению с окружающей атмосферой. Вентилятор приводится в движение от конца вала турбокомпрессора. На фиг. 279 показан пример включения в оболочку трехкорпусного турбокомпрессора. Удаление смеси воздуха с газом производится в данном случае струйным аппаратом.

Для удаления воздуха из системы целесообразно применение поршневых насосиков, обеспечивающих наиболее высокое сжатие смеси и наименьшее содержание паров в удаленном из системы воздухе. Применение масла для смазки насосика и его привода умалило бы одно из основных преимуществ турбокомпрессора. Приведенное ниже устройство фирмы Броун-Бовери предусматривает применение в качестве смазки жидкого холодильного агента (фиг. 280). Насосик приводится в движение от главного вала через червячную передачу и настолько мало нагружен, что может смазываться жидким холодильным агентом, обладающим незначительной вязкостью.



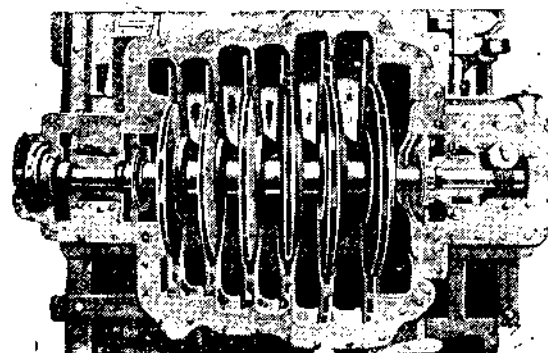
Фиг. 279.

На фиг. 280 показана схема такого устройства. Вместо установки в поршне насосика всасывающих клапанов применена система щелей, открываемых и закрываемых качающимся цилиндром; выпуск смеси воздуха и пара в нагнетательную линию 10 производится через пружинный нагнетательный вентиль 17. Турбокомпрессор засасывает пары холодильного агента из испарителя 4 и нагнетает их в конденсатор 3; удаление воздуха производится обычным способом. Смесь воздуха и пара забирается из конденсатора 3 насосиком 8; через всасывающую линию 9; сам насосик при этом располагается в испарителе 4, отделенном от конденсатора раздели-

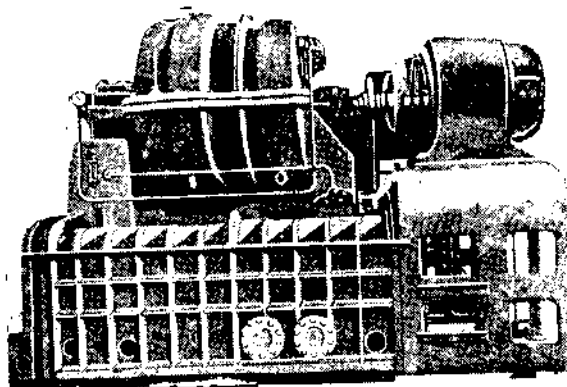


Фиг. 280. Устройство завода Броун-Бовери для удаления воздуха из системы.

1 — кожух; 2 — турбокомпрессор; 3 — конденсатор; 4 — испаритель; 5 — регулирующий вентиль; 6 — корпус подшипника; 7 — червячная передача; 8 — поршневой насос; 9 и 10 — всасывающая и нагнетательная линии воздушного насоса; 11 — охладитель; 12 — сосуд с поплавком; 13 — выпуск конденсата из сосуда; 14 — линия для спуска воздуха с ртутным затвором; 15 и 16 — выпуск воздуха; 17 — нагнетательный вентиль; 18 — трубка для подвода жидкости; 19 — разделительная стенка.



Фиг. 281. Турбокомпрессор для дихлорэтилена производительностью 600 000 станд. кал/час.

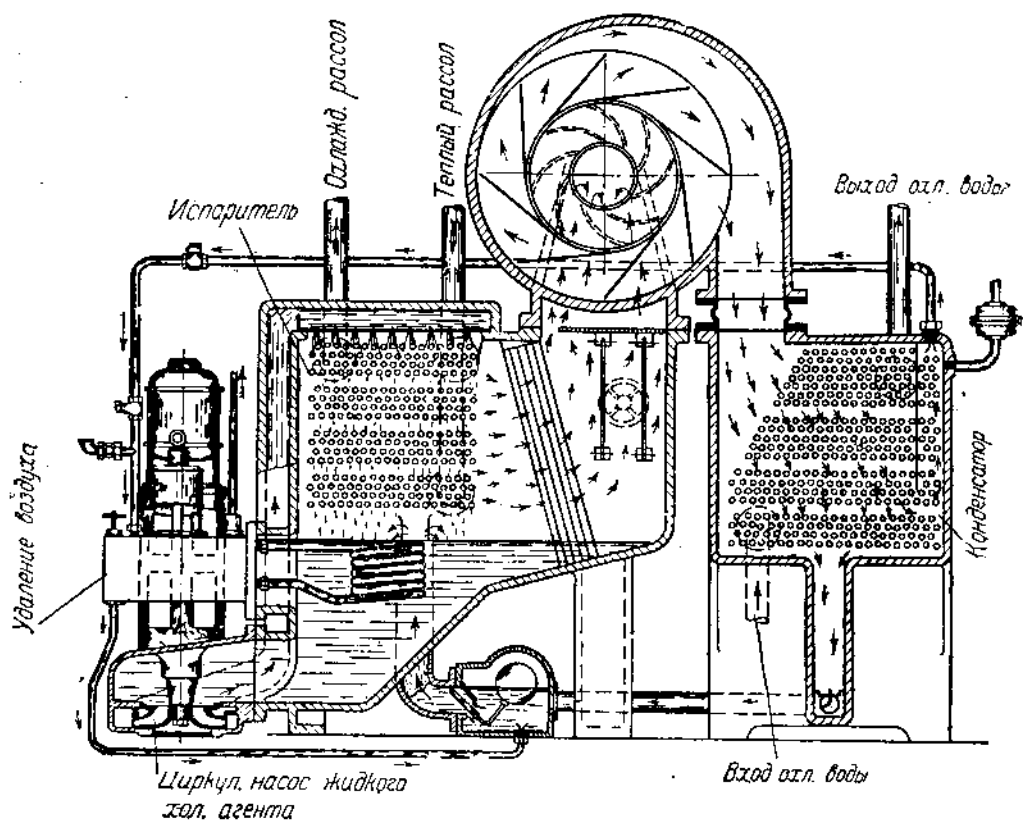


Фиг. 282. Турбокомпрессор для дихлорэтилена производительностью 600 000 станд. кал/час.

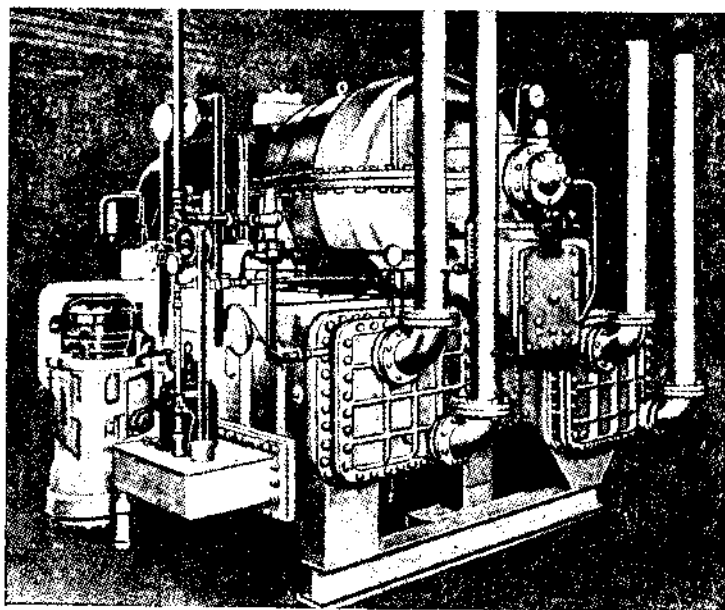
тельной стенкой 19. Жидкий холодильный агент, необходимый для смазки поршня, подается трубкой 18 под напором, соответствующим разности давлений конденсатора и испарителя. Сжатая смесь воздуха и пара охлаждается в охладителе 11 до температуры, близкой к температуре испарения холодильного агента; сконденсировавшиеся пары холодильного агента собираются в виде жидкости в нижней части сосуда 12, откуда при помощи поплавкового вентиля вновь возвращаются в систему. Воздух отводится из верхней части сосуда 12 и после прохода через трубку 14 и ртутный затвор 15 выпускается наружу через трубку 16. Ртутный столб высотой H_1 обеспечивает опре-

деленное противодавление, не зависящее от количества подаваемого воздуха. Ртутный затвор полезен еще тем, что в машинах, работающих с вакуумом, он при остановке машины или в случае прекращения подачи насоса не допускает возможности обратного попадания воздуха в машину через выпускную трубку 14 для воздуха. При наличии ртутного затвора нет необходимости ни в обратных клапанах, ни в ручных запорных вентилях, так как ртутный затвор вместе с высотой H_2 трубки 14 вполне предохраняет машину от возможности попадания в нее воздуха извне.

Карье строит свои турбокомпрессоры для дихлорэтилена с 3500 об/мин. и соединяет их непосредственно с электромотором или паровой турбиной. При окружной скорости около 200 м/сек для дихлорэтилена достаточно 5—6 ступеней. Турбокомпрессор для дихлорэтилена холодопроизводительностью 600 000 станд. кал/час показан на фиг. 281 и 282. Внутренние

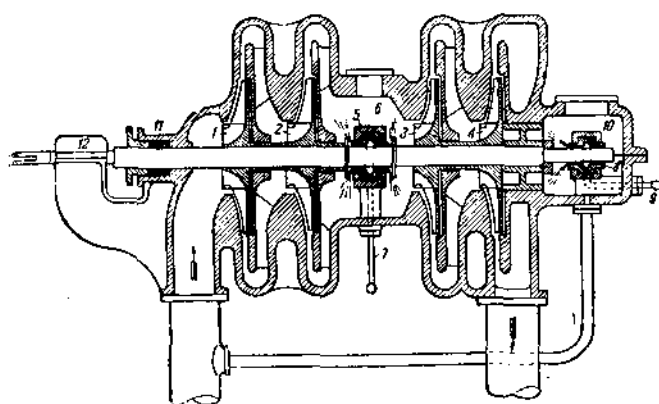


Фиг. 283. Схематический разрез турбокомпрессора Карве с конденсатором и испарителем в станции.



Фиг. 284. Внешний вид турбокомпрессора Карве с конденсатором и испарителем в станции.

уплотнение между ступенями достигается лабирингами. Уплотнение выходящего конца вала достигается масляным затвором. Турбокомпрессор с электромотором смонтирован на конденсаторе и испарителе, благодаря чему достигается очень большая компактность установки. Конденсатор и испаритель построены по типу горизонтальных кожухо-трубчатых аппаратов (фиг. 283 и 284). Жидкий холодильный агент из конденсатора через поплавковый регулирующий вентиль поступает в нижнюю часть испарителя, откуда забирается центробежным насосом и подается в верхнюю часть испарителя; стекая сверху вниз и омывая снаружи трубы, внутри которых последовательно ходит, холодильный агент испаряется, а не испарившаяся часть собирается в нижней части станины, откуда вместе с вновь поступившим из конденсатора через поплавковый



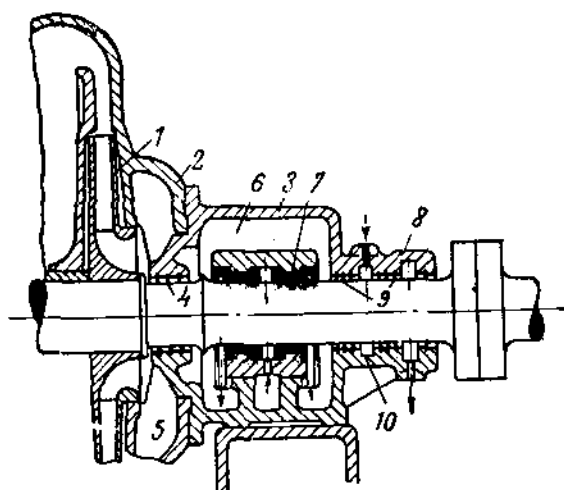
Фиг. 285. Турбокомпрессор с промежуточным подшипником в газовом пространстве.

1, 2, 3, 4 — рабочие колеса; 5 — промежуточный подшипник; 6 — газовое пространство; 7, 8 — подвод жидкого холодильного агента для смазки; 9 — подшипник; 10 — газовое пространство; 11 — сальник; 12 — внешний подшипник с обычной смазкой.

регулирующий вентиль жидким агентом засасывается циркуляционным насосом, поддерживающим постоянную внутреннюю циркуляцию холодильного агента в испарителе. Для отделения жидкости, увлекаемой паром из испарителя, перед входом во всасывающий штуцер турбокомпрессора установлены элиминаторы.

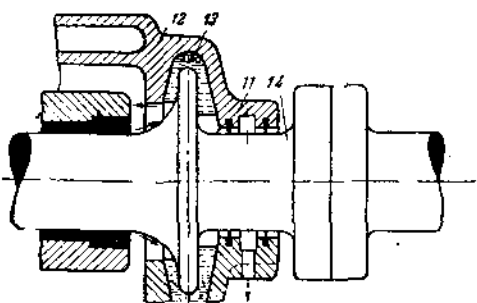
Ввиду работы всей системы в вакууме конструкция предусматривает постоянное автоматическое удаление воздуха из системы. Маленький насосик засасывает смесь пара и воздуха из конденсатора, пропускает ее через испаритель, где холодильный агент конденсируется, а отделившийся воздух и другие инертные газы выпускаются наружу. Внешний вид такой турбокомпрессорной установки показан на фиг. 284.

На фиг. 285 показана конструкция турбокомпрессора фирмы Броун-Бовери с промежуточным подшипником в газовом пространстве, позволяющая избежать лишних сальников и потерь холодильного агента; смазка промежуточного подшипника производится в данном случае жидким холодильным агентом. Смазка эта имеет то преимущество, что жидкость, использованная для смазки, попадает затем в газовое пространство и здесь испаряется. Одновременно испаряющаяся жидкость используется для промежуточного охлаждения сжимаемого пара между двумя группами колес.



Фиг. 286. Конструкция сальника турбокомпрессора завода Эшер-Висс в Швейцарии.

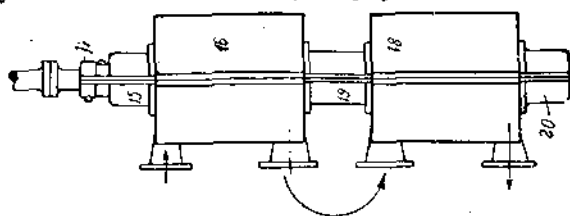
На фиг. 286 показана конструкция сальника турбокомпрессора швейцарской фирмы Эшер-Висс. Корпус подшипника 3 привернут (на про-



Фиг. 287. Конструкция сальника турбокомпрессора завода Эшер-Висс с кольцевым масляным затвором.

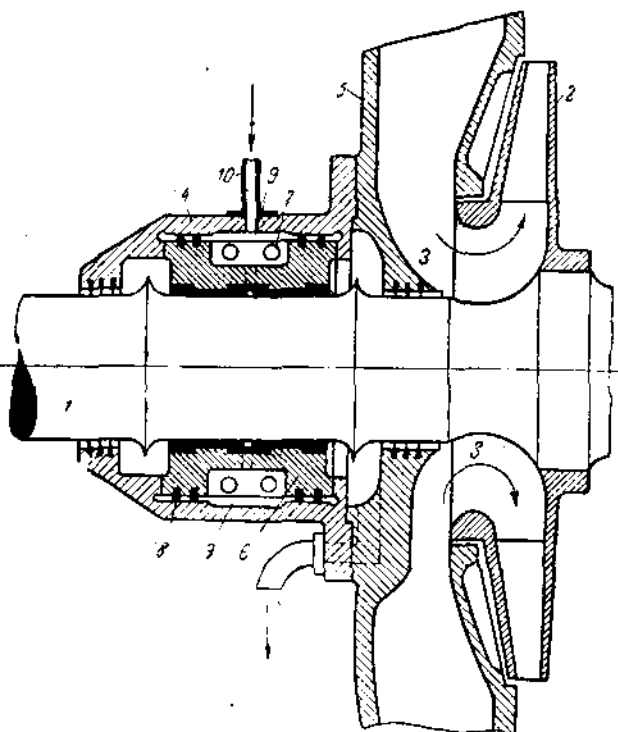
11 — лабиринт в корпусе подшипника; 12 — корпус подшипника; 13 — кольцевое пространство с маслом; 14 — вал турбокомпрессора.

межуточной камерой 10 между ними; в промежуточную камеру вводится масло под давлением, препятствующее выходу наружу газов, пробравшихся из камеры 5 турбокомпрессора в пространство 6 корпуса подшипника. Вместе с тем конструкция не допускает попадания масла непосредственно в камеру турбокомпрессора. На фиг. 287 показан второй вариант конструкции сальника завода Эшер-Висс с кольцевым пространством 13, в котором благодаря действию центробежной силы увлекаемого валом масла создается кольцевой масляный затвор. На фиг. 288 показана схема двухкожухового турбокомпрессора завода Эшер-Висс с одним лишь сальником со стороны привода. Корпус подшипника 15, как и на фиг. 286, привернут к кожуху турбокомпрессора; корпус подшипника на выходном конце вала снабжен сальником 17. Промежуточный подшипник 19 между кожухами 16 и 18, а также задний подшипник 20 кожуха 18 выполнены вполне закрытыми. Таким образом возможность утечки холодильного агента является минимальной. Поскольку давление в закрытом подшипнике, включенном в общий кожух, находится в зависимости от его расположения (ближе к всасыва-



Фиг. 288. Схема двухкожухового турбокомпрессора завода Эшер-Висс с одним сальником.

кладке) к кожуху турбокомпрессора 2. Прилегающие к валу элементы 4 (лабиринт) отделяют пространство 6 корпуса подшипника 3 от камеры 5 турбокомпрессора. Корпус подшипника на выходном конце вала снабжен сальником 8, состоящим из двух лабиринтов 9 с про-



Фиг. 289. Конструкция сальника турбокомпрессора системы Эшер-Висс.

1 — вал турбокомпрессора; 2 — рабочее колесо; 3 — лабиринт; 4 — корпус сальника; 5 — кожух турбокомпрессора; 6 — вкладыши; 7 — болты для свертки; 8 — поршневые кольца; 9 — масляная камера; 10 — трубка для подвода масла.

вающему или нагнетательному штуцеру турбокомпрессора), не следует допускать общей для всех подшипников циркуляционной смазки, так как в этом случае получается возможность перетекания масла от подшипников с наибольшим давлением в сторону подшипников с наименьшим давлением

холодильного агента. Целесообразно поэтому устраивать смазку так, чтобы каждый закрытый подшипник получал самостоятельную циркуляцию масла и, таким образом, давление масла в каждом отдельном круговом потоке поддерживалось бы соответственно имеющемуся в данной полости давлению холодильного агента.

На фиг. 289 показан вариант конструкции сальника системы Эшер-Висс, имеющей своей целью обеспечить наименьшую потерю холодильного агента в тех случаях работы многоступенчатых турбокомпрессоров, когда может иметь место радиальное перемещение вала, вызванное некоторым биением его. Корпус сальника 4 прикреплен к кожуху турбокомпрессора 5.

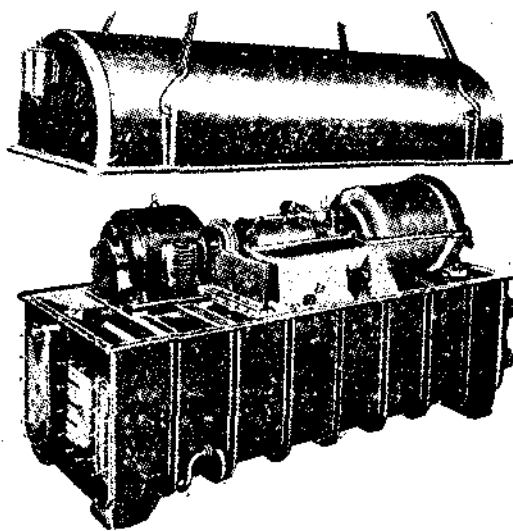
Фиг. 290. Вариант конструкции сальника турбокомпрессора системы Эшер-Висс.

Сальник состоит из тела 6, свернутого из двух половин и насаженного на вал с минимальным зазором. Уплотнение достигается с помощью четырех колец 8, которые допускают возможность некоторого радиального перемещения вкладышей 6 при небольшом биении вала. В кольцевую камеру 9, образуемую корпусом сальника 4 и внешней выемкой вкладышей 6, по трубке 10 вводится масло. Так как, с одной стороны, вкладыши 6 насажены на вал с минимальным зазором, а с другой стороны, поршневые кольца 8 обеспечивают надежное уплотнение между корпусом сальника 4 и вкладышами 6, то возможность утечки холодильного агента сведена к минимуму.

Вкладыши 6 могут быть выполнены составными в плоскости, перпендикулярной к оси вала (фиг. 290), и разжиматься вдоль оси вала пружиной 12. Действие пружины усиливается при этом давлением масла, вводимым в кольцевое пространство 13.

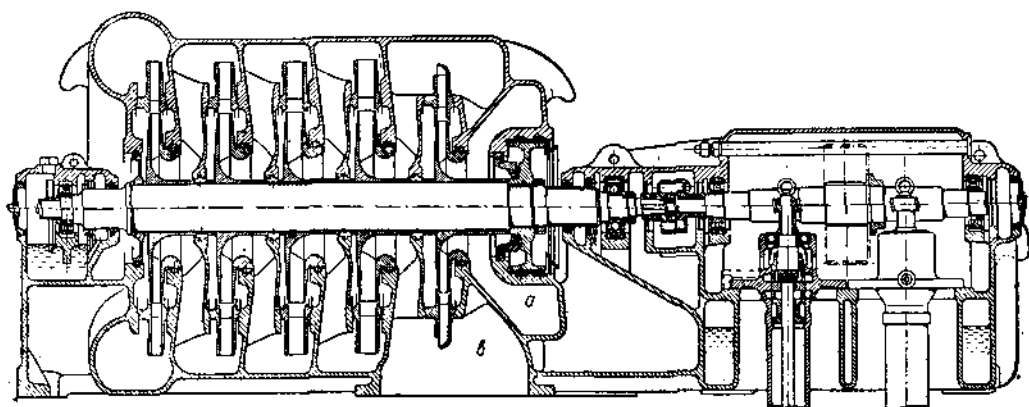
Заводом Броун-Бовери выпущены в 1932 г. турбокомпрессорные холодильные агрегаты совершенно закрытого типа, заключающие в общем кожухе турбо-

компрессор с электромотором, испаритель и конденсатор (фиг. 291). В качестве холодильных агентов применяются дихлорметан CH_2Cl_2 , дихлорэтилен $\text{C}_2\text{H}_2\text{Cl}_2$, этилбромид $\text{C}_2\text{H}_5\text{Br}$ и др. Агрегаты эти характеризуются чрезвычайной компактностью; так например, агрегат производительностью 350 000 кал/час занимает всего $3,6 \times 1,6 = 5,8 \text{ м}^2$ площади пола. Конструкции испарителя и конденсатора близки к типу Карье (фиг. 283); циркуляционный насос для холодильного агента, орошающего рассольные трубы испарителя, приводится в движение от вала турбокомпрессора.



Фиг. 291. Холодильный турбокомпрессорный агрегат совершенно закрытого типа завода Броун-Бовери.

На фиг. 292 показана конструкция такого турбокомпрессора, снабженного двумя штуцерами всасывания и работающего на две температуры

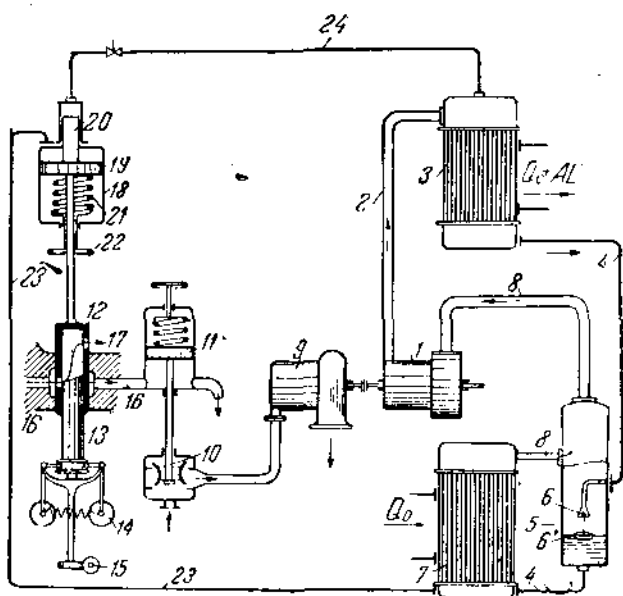


Фиг. 292. Холодильный турбокомпрессор для работы с двумя температурами испарения.

всасывания. Этот холодильный турбокомпрессор дает 60 000 кал/час при $t_0 = -17,5^\circ \text{C}$ (всасывающий штуцер а) и 240 000 кал/час при $t_0 = -9^\circ \text{C}$ (всасывающий штуцер б). На чертеже видна передача от вала турбокомпрессора к вертикальному валу насоса для циркуляции холодильного агента в оросительном испарителе.

§ 5. Регулирование работы турбокомпрессоров.

Изменение нагрузки испарителя или изменение температуры охлаждающей воды в конденсаторе требуют, с одной стороны, приспособления работы турбокомпрессора к новым условиям работы с целью поддержания постоянной температуры испарения холодильного агента в испарителе и, с другой стороны, перестановки регулирующего вентиля с целью поддержания постоянной высоты уровня жидкости в испарителе и конденсаторе, что является необходимым для наиболее эффективного использования охлаждающих поверхностей аппаратов.



Фиг. 293. Схема автоматического регулирования паро-турбокомпрессора.

1 — турбокомпрессор; 2 — нагнетательная линия от турбокомпрессора до конденсатора; 3 — конденсатор; 4 — линия жидкого холодильного агента от конденсатора к испарителю; 5 — регулятор уровня; 6 — регулирующий вентиль; 6' — поплавковый; 7 — испаритель; 8 — всасывающая линия от испарителя к регулятору и к турбокомпрессору; 9 — парогубка; 10 — главный дроссельный вентиль парогубки; 11 — поршень масляного регулятора; 12 — гильза масляного регулятора; 13 — золотник центробежного регулятора; 14 — центробежный регулятор; 15 — приподъем центробежного регулятора; 16 — маслострубопровод; 17 — проток масла, регулируемый золотником 13 и гильзой 12; 18 — цилиндр регулятора, действующего под влиянием давления; 19 — поршень, находящийся под давлением испарения; 20 — поршень, находящийся под давлением конденсации; 21 — пружина; 22 — приспособление для подтяжки пружины; 23 — линия от испарителя; 24 — линия от конденсатора.

Регулировку работы турбокомпрессорной установки целесообразно поэтому производить таким образом, чтобы изменяющееся давление в испарителе или конденсаторе оказывало соответствующее влияние на работу турбокомпрессора, а высота уровня жидкости в испарителе или конденсаторе — на соответствующее открытие регулирующего вентиля. В соответствии с повышением давления в конденсаторе или с повышением давления в испарителе число оборотов компрессора должно повышаться, чтобы компрессор имел возможность поддерживать постоянную подачу при возросшем давлении конденсатора или при возросшей нагрузке испарителя иметь большую подачу при незначительном подъеме давления испарения.

На фиг. 293 показана схема такого вполне автоматически действующего регулирования; следует отметить, что пары холодильного агента по пути своего движения из испарителя во всасывающий штуцер турбокомпрессора проходят через отделитель жидкости 5 (регулятор уровня жидкости в испарителе), благодаря чему, с одной стороны, обеспечивается поступление в турбокомпрессор сухого пара, а с другой стороны, является возможность отвода пара, образовавшегося в регулирующем вентиле при дросселировании непосредственно в турбокомпрессор (гл. VIII, § 6). Регулятор уровня, находящийся в сообщении с испарителем, позволяет поддерживать уровень жидкости в последнем на постоянной высоте; поднятие уровня жидкости вызывает прикрывание регулирующего вентиля 6 посредством поплавка 6'.

Действие регулирования характеризуется нижеследующими примерами:

А. Нагрузка испарителя возрастает при сохранении постоянной температуры конденсации.

Повышение нагрузки испарителя сопровождается следующими явлениями:

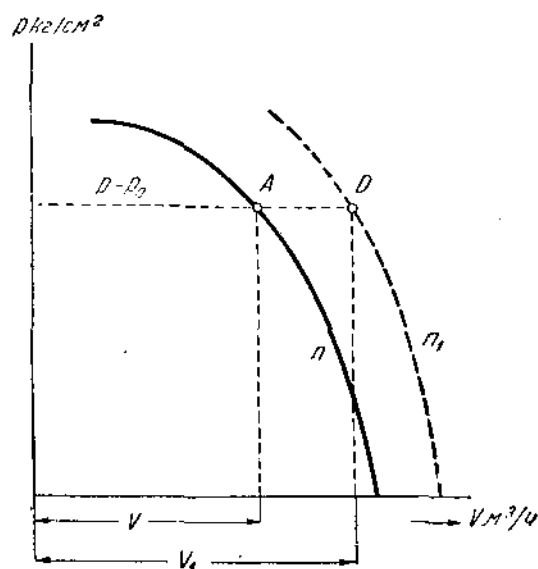
1. Давление и температура испарения повышаются.
2. Количество протекающей через регулирующий вентиль жидкости сокращается благодаря уменьшенному перепаду давлений.

3. Уровень жидкости в сосуде 5 понижается.

4. Регулирующий вентиль приоткрывается и устанавливает равновесие между компрессором и регулирующим вентилем.

5. Повышенное давление в испарителе по трубке 23 передается на поршень 19, переставляет золотник 12, повышает давление масла под поршнем 11 и приоткрывает главный паровой дроссельный вентиль 10 паротурбины 9. Число оборотов турбокомпрессора повышается, пока в испарителе не восстановится нормальное давление испарения.

В характеристике турбокомпрессора (фиг. 294) происходящий процесс характеризуется точками А и D. Первоначальная точка А,



Фиг. 294.

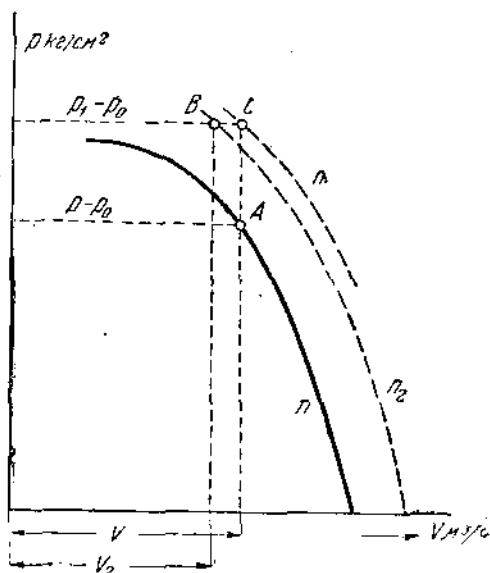
лежащая на напорной характеристике, соответствующей нормальному числу оборотов n , перемещается по горизонтальной прямой (определяемой постоянным преодолеваемым напором $p - p_0$) до пересечения в точке D с измененной напорной характеристикой, соответствующей новому числу оборотов n_1 . Подача турбокомпрессора возрастает при этом с V до V_1 .

Б. Температура охлаждающей воды повышается при сохранении постоянной нагрузки испарителя.

Повышение температуры охлаждающей воды сопровождается следующими явлениями:

1. Давление и температура конденсации повышаются.
2. Количество протекающей через регулирующий вентиль жидкости возрастает благодаря увеличенному перепаду давлений.
3. Уровень жидкости в сосуде 5 повышается.
4. Регулирующий вентиль 6 прикрывается и устанавливает равновесие между компрессором и регулирующим вентилем.
5. Повышенное давление в конденсаторе по трубке 24 передается на поршень 20, переставляет золотник 12, повышает давление масла под поршнем 11 и приоткрывает главный паровой дроссельный вентиль 10 паротурбины.

6. Число оборотов турбокомпрессора повышается. Происходящий процесс характеризуется (фиг. 295) тем, что первоначальная точка A , лежащая на напорной характеристике, соответствующей нормальному числу оборотов n , перемещается в положение точки B на новой напорной характеристике (соответствующей измененному числу оборотов n_2) в месте пересечения последней с прямой, определяемой новым давлением в конденсаторе p_1 . Точка B не определяет собой установившегося состояния, так как при уменьшившейся подаче V_2 турбокомпрессора ($V_2 < V$) и при неизменной нагрузке испарителя давление в испарителе должно неизбежно возрасти.



Фиг. 295.

7. Возрастающее давление в испарителе повышает число оборотов машины с n_2 до n_3 , при котором в точке C , определяемой пересечением напорной характеристики с прямой $p_1 - p_0 = \text{const}$, восстановится первоначальная подача V (а следовательно, и холодопроизводительность Q_0) турбокомпрессора.

В. Нагрузка испарителя падает, а температура конденсации повышается.

Указанные изменения условий работы сопровождаются следующими явлениями:

1. Давление и температура испарения падают.
2. Количество протекающей через регулирующий вентиль жидкости возрастает благодаря увеличенному перепаду давлений.
3. Уровень жидкости в сосуде 5 повышается.
4. Регулирующий вентиль 6 прикрывается и устанавливает равновесие между испарителем и регулирующим вентилем.
5. Если понижение давления в испарителе и повышение давления в конденсаторе в регуляторе 18 (поршни 19 и 20) взаимно уравновешиваются, то число оборотов турбокомпрессора остается без изменения, т. е. имеющие место в данном случае уменьшение подачи (соответственно понижению нагрузки испарителя) и повышение давления в конденсаторе соответствуют одной напорной характеристике.

6. Если возрастание давления в конденсаторе берет верх над уменьшением давления в испарителе, то число оборотов турбокомпрессора повышается, и наоборот.

Таким образом примененная система регулирования в состоянии приспособить работу турбокомпрессора и регулирующего вентиля к изменяющимся эксплуатационным условиям холодильной установки. Однако, одновременно может иметь место также колебание давления свежего пара, поступающего в паровую турбину, приводящую в движение турбокомпрессор, причем давление пара может упасть настолько, что турбокомпрессор уже не будет в состоянии поддерживать необходимое давление нагнетания. В таком случае центробежный регулятор 14 турбины независимо от действия регулятора давления в испарителе и конденсаторе (поршни 19 и 20) должен изменить соответственно подачу свежего пара в паровую турбину и обеспечить поддержание необходимого числа оборотов; последнее достигается согласованным действием обоих регуляторов в направлении повышения давления масла под масляным поршнем 11. Так, например, если давление свежего пара, поступающего в паровую турбину (а с ним и число оборотов) понизится, то золотник центробежного регулятора 13 (связанный с его муфтой) поднимется, прикроет отверстие для истечения масла в гильзе и тем поднимет давление масла под поршнем 11 и увеличит пропуск пара в турбину; одновременно с падением числа оборотов турбины, вызванным уменьшением давлением пара, произойдет повышение давления в испарителе, которое в свою очередь через поршень 19 вызовет опускание гильзы 12 и повышение давления масла под поршнем 11, что также приводит к увеличению пропуска пара в турбину и соответственному выравниванию ее числа оборотов.

В том случае, когда турбокомпрессор, в связи с повышенным температурой охлаждающей воды в конденсаторе, должен работать с повышенным числом оборотов, действие регулятора давления через поршень 20 на опускание гильзы 12 должно превысить перемещение золотника 13 в том же направлении под действием муфты центробежного регулятора.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛАВЕ XIII.

А. На русском языке.

1. Ведерников А. Н., Турбокомпрессоры и их применение в холодильной технике, Холодильное дело № 6, Москва 1930.
2. Остертаг П., Компрессоры и воздуходувки, т. II; Турбокомпрессоры и турбовоздуходувки, перев. с нем., Универсальное научное издательство, Харьков 1929.
3. Планк Р., Американская холодильная техника, перев. с нем., ГНТИ, 1931.
4. Планк Р., Новые холодильные агенты, перев. с нем., Холодильное дело № 1, Москва, 1933.
5. Фишер В., Компрессоры газа для синтеза аммиака, Германская техника, VII, 1930.

Б. На английском языке.

6. Carrier W. H. and Waterfill R. W., Comparison of the Thermodynamic Characteristics of various Refrigerating Fluids with reference to their adaptability for both Positive and Centrifugal Compression. Proceedings of the Fourth International Congress of Refrigeration, Vol. 1, London 1924.
7. Carrier W. H., Centrifugal Compression as applied to Refrigerating, Refrigerating Engineering, Vol. 11, № 2, New York 1926.
8. Electric Refr. News Engineerings Section, Detroit, 30 December, 1931. p. 9.

В. На немецком языке.

9. Baumann A., Kühlung und Entfeuchtung von Raumluft (Luftaufbereitung) insbesondere nach dem Luftexpansionsprozess, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrgang 37, Heft 7, Berlin 1930.
10. Baumann A., Ein neues Bown-Boveri-Erzeugnis. Bown-Boveri-Mitteilungen 20, März — April 1933.
11. Colombi C., Ein Verfahren zur Berechnung von Kreiselverdichtern und seine Anwendung auf Kältemaschinen, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrgang 36, Hefte 3—5, Berlin 1929.

12. Hsia W., Die thermische Eigenschaften einiger Stoffe von hohem Molekulargewicht, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrgang 38, Hefte 10—11, Berlin 1931.
13. Midgley Th. und Henne A. L., Organische Fluoride als Kältemittel, Ind. und Eng. Chemistry, 22, S. 542, Mai 1930.
14. Plank R., Neue Kältemittel, Ztschr. f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrgang 39, Hefte 7—8, 1932.
15. Voigt H., Kompressoren für grosse Kälteanlagen, Ztschr. des Vereins Deutscher Ingenieure (VDI), Bd. 71, № 33, Berlin 1927.
16. DRP № 475674, Kreiselverdichter für Kältemaschinen, Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Co in Baden, Schweiz 1925.
17. DRP № 502914, Kreiselverdichter, Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Co in Baden, Schweiz 1929.
18. DRP № 494603, Selbsttätige Regulierung einer Kälteanlage mit Kreiselverdichter, Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Co in Baden, Schweiz 1928.
19. DRP № 543128, Einrichtung zur Entlüftung von Kältemaschinen, Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Co, Schweiz 1930.
20. DRP № 442612, Stopfbüchse für umlaufende Wellen von Verdichtern, insbesondere Kältemittel-Verdichtern, Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher Wyss & Co in Zürich, Schweiz 1925.
21. DRP № 362255, Kreiselverdichter, insbesondere für Kälteanlagen, Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher Wyss & Co in Zürich, Schweiz 1921.
22. DRP № 304531, Vorrichtung zur Regelung von Kreiselverdichtern durch Geschwindigkeits- und Druckregler, Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Co, in Baden, Schweiz, 1917.

Г. На французском языке:

23. Bourrey R., Les compresseurs rotatifs dans l'industrie du froid, La Revue general du Froid et des Industries Frigorifiques, № 4, Paris 1931.
24. Colombi C., Note sur le calcul des turbo-compresseurs et sur leurs applications a l'industrie du froid, Publication de l'Institut International du Froid, Bulletin International des Renseignements Frigorifiques, № 1, Paris 1929.
25. Swarts F., Les composés organiques du Fluor Bull. de la Societe chimique de France, Juin, 1924.



ПРИЛОЖЕНИЯ.

Таблица 46.

Таблица паров для дихлорэтилена $C_2H_2Cl_2$
форма cis.

Температура		p мм рт. ст.	Дав- ление p кг/см ²	Объем- ный вес жидкости γ_d кг/л	Удельный объем		Скрытая теплота испарения r кал/кг
t °C	T = t + 273,1 °K				Жидко- сти v' л/кг	Сухого пара v'' м ³ /кг	
+ 60	333,1	1 116,5	1,518	1,190	0,840	0,1919	72,69
+ 55	328,1	948,4	1,289	1,198	0,834	0,2227	72,83
+ 50	323,1	801,4	1,090	1,207	0,828	0,2593	72,97
+ 45	318,1	673,4	0,916	1,215	0,823	0,3038	73,11
+ 40	313,1	562,7	0,765	1,224	0,816	0,3580	73,24
+ 35	308,1	467,3	0,635	1,232	0,811	0,4245	73,37
+ 30	303,1	385,6	0,524	1,240	0,806	0,5058	73,47
+ 25	298,1	316,0	0,430	1,249	0,801	0,6069	73,59
+ 20	293,1	257,2	0,350	1,257	0,795	0,7331	73,70
+ 15	288,1	207,8	0,282	1,266	0,790	0,8920	73,81
+ 10	283,1	166,6	0,226	1,274	0,785	1,0935	73,92
+ 5	278,1	132,4	0,180	1,282	0,780	1,3511	74,02
± 0	273,1	101,4	0,142	1,291	0,775	1,6836	74,13
- 5	268,1	81,5	0,111	1,299	0,770	2,1167	74,23
- 10	263,1	63,0	0,0857	1,308	0,765	2,6863	74,34
- 15	258,1	48,2	0,0656	1,316	0,760	3,4429	74,44
- 20	253,1	36,5	0,0496	1,324	0,755	4,4594	74,55
- 25	248,1	27,3	0,0371	1,333	0,750	5,8422	74,65
- 30	243,1	20,2	0,0275	1,341	0,746	7,7445	74,75
форма trans							
+ 60	333,1	766,1	1,041	1,218	0,821	0,2798	73,65
+ 55	328,1	649,5	0,883	1,226	0,815	0,3250	73,75
+ 50	323,1	547,7	0,745	1,234	0,810	0,3795	73,85
+ 45	318,1	459,4	0,625	1,242	0,805	0,4455	73,94
+ 40	313,1	383,1	0,521	1,250	0,800	0,5259	74,03
+ 35	308,1	317,5	0,432	1,258	0,794	0,6243	74,12
+ 30	303,1	261,5	0,355	1,266	0,790	0,7458	74,21
+ 25	298,1	213,8	0,291	1,274	0,785	0,8971	74,30
+ 20	293,1	173,8	0,236	1,282	0,780	1,0851	74,38
+ 15	288,1	140,2	0,191	1,290	0,775	1,3230	74,46
+ 10	283,1	112,1	0,152	1,298	0,770	1,6250	74,54
+ 5	278,1	89,0	0,121	1,306	0,765	2,0122	74,61
± 0	273,1	70,0	0,0951	1,314	0,761	2,5122	74,69
- 5	268,1	54,6	0,0742	1,322	0,756	3,1608	74,77
- 10	263,1	42,1	0,0572	1,330	0,752	4,0238	74,85
- 15	258,1	32,2	0,0437	1,338	0,747	5,1667	74,93
- 20	253,1	24,3	0,0331	1,346	0,743	6,6892	75,01
- 25	248,1	18,2	0,0247	1,354	0,738	8,7869	75,08
- 30	243,1	13,4	0,0182	1,363	0,734	11,6848	75,16

Таблица 47.
Таблица паров для метилбромид CH_3Br

Температура		Давление		Удельный объем		Объемный вес		Энтальпия		Энтропия	
t	$T = t + 273,1$ °К	p	кг/см ²	Жид- кости	Сухого пара	Жид- кости	Сухого пара	Жидкости	Сухого пара	Жидкости	Сухого пара
°Ц	°К	кг/см ²	кг/м ³	кг/м ³	кг/м ³	кг/м ³	кг/м ³	кал/кг	кал/кг	кал/кг	кал/кг
+50	323,1	5,005	55,90	1 591,0	17,89	106,16	166,62	60,46	1,0205	1,2076	0,1871
+45	318,1	4,323	63,86	1 605,8	15,66	105,52	166,18	60,66	1,0185	1,2092	0,1907
+40	313,1	3,716	73,27	1 620,4	13,65	104,89	165,74	60,85	1,0166	1,2109	0,1943
+35	308,1	3,179	84,45	1 634,8	11,84	104,26	165,29	61,03	1,0146	1,2126	0,1980
+30	303,1	2,705	97,81	1 648,9	10,22	103,64	164,84	61,20	1,0126	1,2145	0,2019
+25	298,1	2,290	113,85	1 663,0	8,78	103,03	164,39	61,36	1,0106	1,2164	0,2058
+20	293,1	1,927	133,23	1 676,9	7,51	102,41	163,93	61,52	1,0084	1,2183	0,2099
+15	288,1	1,613	156,79	1 690,6	6,38	101,80	163,47	61,67	1,0064	1,2204	0,2140
+10	283,1	1,341	185,60	1 704,1	5,39	101,19	163,00	61,81	1,0043	1,2226	0,2183
+5	278,1	1,107	221,09	1 717,5	4,52	100,59	162,53	61,94	1,0021	1,2248	0,2227
±0	273,1	0,908	265,10	1 730,8	3,77	100,00	162,06	62,06	1,0000	1,2272	0,2272
-5	268,1	0,739	320,11	1 744,0	3,12	99,41	161,58	62,17	0,9978	1,2297	0,2319
-10	263,1	0,597	389,41	1 757,0	2,57	98,82	161,10	62,28	0,9956	1,2323	0,2367
-15	258,1	0,478	447,45	1 769,9	2,09	98,23	160,61	62,38	0,9933	1,2350	0,2417
-20	253,1	0,380	590,35	1 782,7	1,69	97,64	160,12	62,48	0,9911	1,2379	0,2468
-25	248,1	0,299	736,26	1 795,3	1,36	97,07	159,63	62,56	0,9888	1,2409	0,2521
-30	243,1	0,233	897,13	1 807,9	1,08	96,49	159,13	62,64	0,9864	1,2441	0,2577
-35	238,1	0,179	1 178,9	1 820,3	0,848	95,92	158,63	62,71	0,9840	1,2474	0,2634
-40	233,1	0,137	1 516,5	1 832,7	0,659	95,35	158,13	62,78	0,9816	1,2510	0,2694
-45	228,1	0,103	1 970,6	1 845,0	0,507	94,78	157,63	62,85	0,9791	1,2547	0,2756
-50	223,1	0,077	2 594,8	1 857,2	0,385	94,20	157,12	62,92	0,9766	1,2586	0,2820

W. H. Sta, Z. f. d. g. K. I, 1931, H. 10 - 11.

Таблица паров для дифтордихлорметана CF_2Cl_2 .

t °C	T °K	p атм	v' л/кг	v'' м ³ /кг	σ'' атм/кг	γ' кг/л	γ'' кг/м ³	ρ кал/кг	ρ'' кал/кг	ρ'' кал/кг	s' кал/кг °K	s'' кал/кг °K	T кал/кг °K
-40	233,1	0,655	0,6600	0,2442	0,2442	1,515	4,086	91,55	132,31	40,43	0,9677	1,1494	0,17517
-39	234,1	0,657	0,6612	0,2337	0,2337	1,513	4,279	91,75	132,50	40,75	0,96762	1,1470	0,17408
-38	235,1	0,719	0,6624	0,2233	0,2233	1,510	4,418	91,95	132,62	40,67	0,96846	1,1445	0,17299
-37	236,1	0,753	0,6635	0,2145	0,2145	1,507	4,563	92,16	132,74	40,53	0,96931	1,1423	0,17192
-36	237,1	0,768	0,6649	0,2056	0,2056	1,504	4,861	92,36	132,86	40,50	0,97015	1,1400	0,17084
-35	238,1	0,821	0,6662	0,1972	0,1972	1,501	5,071	92,56	132,98	40,42	0,97101	1,1407	0,16976
-34	239,1	0,881	0,6675	0,1893	0,1893	1,498	5,283	92,77	133,10	40,33	0,97186	1,1405	0,16869
-33	240,1	0,900	0,6689	0,1817	0,1817	1,495	5,503	92,97	133,22	40,25	0,97270	1,1403	0,16761
-32	241,1	0,940	0,6702	0,1746	0,1746	1,492	5,729	93,16	133,34	40,16	0,97355	1,1402	0,16657
-31	242,1	0,992	0,6716	0,1677	0,1677	1,489	5,962	93,33	133,46	40,08	0,97439	1,1399	0,16553
-30	243,1	1,025	0,6728	0,1633	0,1633	1,486	6,201	93,53	133,57	39,99	0,97523	1,1397	0,16450
-29	244,1	1,039	0,6741	0,1591	0,1591	1,483	6,449	93,79	133,69	39,90	0,97607	1,1395	0,16346
-28	245,1	1,115	0,6755	0,1492	0,1492	1,481	6,703	93,99	133,80	39,81	0,97691	1,1393	0,16243
-27	246,1	1,163	0,6768	0,1435	0,1435	1,478	6,966	94,20	133,92	39,72	0,97775	1,1391	0,16140
-26	247,1	1,212	0,6781	0,1382	0,1382	1,475	7,233	94,41	134,04	39,63	0,97858	1,1389	0,16039
-25	248,1	1,242	0,6791	0,1331	0,1331	1,472	7,516	94,61	134,16	39,54	0,97941	1,1388	0,15939
-24	249,1	1,315	0,6803	0,1282	0,1282	1,469	7,809	94,82	134,28	39,45	0,98024	1,1386	0,15839
-23	250,1	1,351	0,6821	0,1235	0,1235	1,466	8,049	95,03	134,40	39,35	0,98107	1,1377	0,15739
-22	251,1	1,424	0,6835	0,1190	0,1190	1,463	8,403	95,24	134,51	39,27	0,98192	1,1371	0,15639
-21	252,1	1,481	0,6849	0,1147	0,1147	1,460	8,717	95,46	134,63	39,17	0,98275	1,1375	0,15540
-20	253,1	1,540	0,6864	0,1105	0,1105	1,457	9,039	95,67	134,74	39,08	0,98359	1,1370	0,15441
-19	254,1	1,601	0,6878	0,1057	0,1057	1,454	9,371	95,89	134,86	38,99	0,98443	1,1368	0,15343
-18	255,1	1,661	0,6892	0,1030	0,1030	1,451	9,712	96,09	134,97	38,90	0,98527	1,1371	0,15244
-17	256,1	1,723	0,6905	0,0994	0,0994	1,448	10,05	96,30	135,09	38,79	0,98610	1,1375	0,15147
-16	257,1	1,796	0,6921	0,0960	0,0960	1,445	10,42	96,51	135,20	38,69	0,98693	1,1376	0,15050
-15	258,1	1,863	0,6936	0,0927	0,0927	1,442	10,79	96,72	135,32	38,59	0,98775	1,1370	0,14955
-14	259,1	1,931	0,6951	0,0895	0,0895	1,439	11,17	96,91	135,43	38,49	0,98857	1,1371	0,14859
-13	260,1	2,005	0,6966	0,0865	0,0865	1,436	11,56	97,16	135,55	38,39	0,98940	1,1370	0,14763
-12	261,1	2,081	0,6982	0,0836	0,0836	1,433	11,96	97,37	135,66	38,29	0,99023	1,1369	0,14666
-11	262,1	2,157	0,6997	0,0809	0,0809	1,429	12,36	97,59	135,78	38,19	0,99105	1,1377	0,14572
-10	263,1	2,235	0,7011	0,0781	0,0781	1,426	12,80	97,81	135,89	38,09	0,99187	1,1364	0,14477
-9	264,1	2,317	0,7027	0,0756	0,0756	1,423	13,23	98,02	136,01	37,99	0,99269	1,1365	0,14383
-8	265,1	2,400	0,7043	0,0731	0,0731	1,420	13,68	98,24	136,12	37,88	0,99351	1,1361	0,14289
-7	266,1	2,485	0,7059	0,0707	0,0707	1,417	14,14	98,46	136,23	37,78	0,99433	1,1363	0,14197
-6	267,1	2,573	0,7076	0,0684	0,0684	1,413	14,61	98,68	136,34	37,67	0,99514	1,1359	0,14105
-5	268,1	2,663	0,7091	0,0663	0,0663	1,410	15,09	98,90	136,46	37,55	0,99595	1,1360	0,14011
-4	269,1	2,755	0,7107	0,0642	0,0642	1,407	15,53	99,11	136,57	37,46	0,99676	1,1359	0,13922
-3	270,1	2,850	0,7124	0,0622	0,0622	1,404	16,03	99,33	136,68	37,35	0,99757	1,1359	0,13836
-2	271,1	2,947	0,7140	0,0602	0,0602	1,401	16,60	99,55	136,79	37,24	0,99838	1,1374	0,13746
-1	272,1	3,047	0,7157	0,0584	0,0584	1,397	17,12	99,78	136,90	37,13	0,99919	1,1353	0,13654
0	273,1	3,149	0,7174	0,0566	0,0566	1,394	17,65	100,00	137,01	37,01	1,00000	1,1373	0,13553
+1	274,1	3,251	0,7191	0,0549	0,0549	1,391	18,21	100,22	137,12	36,90	1,00081	1,1353	0,13462

2	275.1	3.361	0.7205	0.0533	1.337	18.77	100.45	137.23	35.79	1.00461	1.13533	0.13372
3	276.1	3.471	0.7225	0.0517	1.334	18.36	105.67	137.34	36.57	1.0241	1.13533	0.13282
4	277.1	3.583	0.7242	0.0501	1.331	18.35	100.90	137.45	35.55	1.00321	1.13314	0.13156
5	278.1	3.699	0.7259	0.0486	1.328	20.55	101.12	137.56	36.44	1.00402	1.13505	0.13103
6	279.1	3.817	0.7276	0.0472	1.324	21.18	101.25	137.67	36.32	1.00483	1.13496	0.13103
7	280.1	3.933	0.7294	0.0453	1.321	21.82	101.58	137.78	36.20	1.00563	1.13487	0.12994
8	281.1	4.052	0.7312	0.0445	1.318	22.47	101.80	137.88	36.8	1.00643	1.13478	0.12885
9	282.1	4.188	0.7331	0.0432	1.314	23.13	102.63	137.99	33.95	1.00723	1.13470	0.12747
10	283.1	4.318	0.7344	0.0420	1.311	23.80	102.21	138.09	35.84	1.00803	1.13462	0.12679
11	284.1	4.451	0.7356	0.0408	1.308	24.49	102.48	138.20	33.72	1.00883	1.13454	0.12571
12	285.1	4.587	0.7384	0.0397	1.304	25.23	103.71	138.30	35.59	1.00963	1.13446	0.12483
13	286.1	4.725	0.7402	0.0386	1.301	25.93	102.94	138.41	35.47	1.01043	1.13438	0.12385
14	287.1	4.867	0.7421	0.0375	1.298	26.67	103.17	138.51	33.34	1.01122	1.13431	0.12348
15	288.1	5.012	0.7440	0.0365	1.294	27.43	103.40	138.62	35.21	1.01201	1.13422	0.12231
16	289.1	5.160	0.7477	0.0354	1.291	28.21	103.63	138.72	33.08	1.01281	1.13415	0.12134
17	290.1	5.311	0.7477	0.0345	1.288	29.01	103.87	138.82	34.95	1.01360	1.13408	0.12048
18	291.1	5.466	0.7495	0.0335	1.284	29.83	104.10	138.92	34.82	1.01440	1.13400	0.11960
19	292.1	5.624	0.7513	0.0326	1.281	30.67	104.33	139.02	34.69	1.01519	1.13393	0.11874
20	293.1	5.785	0.7531	0.0317	1.277	31.52	104.56	139.12	34.56	1.01598	1.13386	0.11788
21	294.1	5.950	0.7554	0.0309	1.273	32.38	104.80	139.22	34.42	1.01677	1.13379	0.11702
22	295.1	6.118	0.7575	0.0301	1.270	33.28	105.03	139.32	34.28	1.01755	1.13372	0.11616
23	296.1	6.290	0.7595	0.0293	1.267	34.19	105.27	139.42	34.15	1.01835	1.13364	0.11528
24	297.1	6.465	0.7616	0.0285	1.263	35.11	105.51	139.52	34.01	1.01914	1.13357	0.11443
25	298.1	6.644	0.7637	0.0277	1.260	36.07	105.75	139.61	33.86	1.01993	1.13350	0.11357
26	299.1	6.826	0.7657	0.0270	1.257	37.04	105.99	139.71	33.72	1.02071	1.13343	0.11272
27	300.1	7.012	0.7678	0.0263	1.254	38.04	106.23	139.81	33.57	1.02149	1.13337	0.11188
28	301.1	7.202	0.7699	0.0256	1.251	39.05	106.47	139.90	33.43	1.02228	1.13331	0.11103
29	302.1	7.395	0.7721	0.0249	1.248	40.10	106.71	140.00	33.28	1.02307	1.13324	0.11017
30	303.1	7.592	0.7742	0.0243	1.245	41.15	106.95	140.09	33.14	1.02385	1.13317	0.10932
31	304.1	7.794	0.7765	0.0237	1.242	42.25	107.20	140.18	32.99	1.02463	1.13310	0.10847
32	305.1	7.999	0.7787	0.0231	1.239	43.35	107.44	140.27	32.83	1.02542	1.13303	0.10761
33	306.1	8.203	0.7803	0.0225	1.236	44.48	107.69	140.35	32.68	1.02621	1.13295	0.10675
34	307.1	8.420	0.7829	0.0219	1.233	45.63	107.93	140.45	32.52	1.02698	1.13288	0.10590
35	308.1	8.637	0.7855	0.0214	1.230	46.81	108.18	140.54	32.37	1.02777	1.13281	0.10504
36	309.1	8.853	0.7879	0.0208	1.227	48.01	108.42	140.63	32.22	1.02855	1.13274	0.10419
37	310.1	9.073	0.7903	0.0203	1.224	49.25	108.67	140.72	32.05	1.02933	1.13267	0.10334
38	311.1	9.298	0.7927	0.0197	1.221	50.51	108.92	140.81	31.89	1.03011	1.13259	0.10249
39	312.1	9.546	0.7951	0.0191	1.218	51.80	109.16	140.89	31.73	1.03089	1.13252	0.10163
40	313.1	9.794	0.7976	0.0186	1.215	53.12	109.41	140.97	31.56	1.03167	1.13245	0.10078
41	314.1	10.048	0.8001	0.0181	1.212	54.49	109.66	141.05	31.39	1.03245	1.13238	0.99993
42	315.1	10.272	0.8025	0.0175	1.209	55.90	109.91	141.13	31.22	1.03323	1.13230	0.99907
43	316.1	10.523	0.8051	0.0170	1.206	57.34	110.16	141.21	31.05	1.03400	1.13222	0.99822
44	317.1	10.773	0.8076	0.0165	1.203	58.84	110.41	141.28	30.87	1.03478	1.13214	0.99736
45	318.1	11.033	0.8104	0.0160	1.200	60.38	110.66	141.36	31.70	1.03556	1.13206	0.99650
46	319.1	11.303	0.8130	0.0155	1.197	61.95	110.91	141.43	31.52	1.03633	1.13197	0.99564
47	320.1	11.571	0.8157	0.0150	1.194	63.57	111.16	141.50	31.34	1.03711	1.13189	0.99478
48	321.1	11.845	0.8185	0.0145	1.191	65.24	111.41	141.57	31.16	1.03788	1.13180	0.99392
49	322.1	12.12	0.8214	0.0140	1.188	66.94	111.66	141.64	30.97	1.03866	1.13171	0.99306
50	323.1	12.40	0.8244	0.0135	1.185	68.69	111.92	141.71	30.79	1.03943	1.13161	0.99219

Таблица 49.

Теоретическая объемная холодопроизводительность дифтордихлорметана CF_2Cl_2
 q_v ккал/м³ т.

$t_0 \backslash t_n$	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°
— 40°	123	119	114	109	104
— 35°	156	150	144	138	132
— 30°	194	187	180	173	165
— 25°	240	231	222	213	204
— 20°	294	283	273	262	251
— 15°	357	344	332	319	306
— 10°	431	416	401	386	371
— 5°	516	499	481	463	445
+ 0°	614	593	573	552	531

Таблица 50.

Физические свойства влажного воздуха.

Температура °C	Объемный вес сухого воздуха γ кг/м³	Объемный вес насыщенного пара влажного воздуха γ'' кг/м³	Парциальное давление паров, насыщающих воздух p мм рт. ст.	Насыщающее влажное содержание x г/кг	Теплосодержание насыщенного пара влажного воздуха i'' ккал/кг	Температура °C	Объемный вес сухого воздуха γ кг/м³	Объемный вес насыщенного пара влажного воздуха γ'' кг/м³	Парциальное давление паров насыщающих воздух p мм рт. ст.	Насыщающее влажное содержание x г/кг	Теплосодержание насыщенного пара влажного воздуха i'' ккал/кг
— 20	1,396	1,395	0,77	0,63	— 4,43	26	1,181	1,166	25,21	21,4	19,2
— 15	1,368	1,367	1,24	1,01	— 3,01	27	1,177	1,161	26,74	22,6	20,2
— 10	1,342	1,341	1,95	1,60	— 1,45	28	1,173	1,156	28,35	24,0	21,3
— 8	1,332	1,331	2,32	1,91	— 0,79	29	1,169	1,151	30,04	25,6	22,5
— 6	1,322	1,320	2,76	2,27	— 0,10	30	1,165	1,146	31,82	27,2	23,8
— 4	1,312	1,310	3,28	2,69	0,64	31	1,161	1,141	33,70	28,8	25,0
— 2	1,303	1,301	3,88	3,19	1,41	32	1,157	1,136	35,66	30,6	26,3
+						33	1,154	1,131	37,73	32,5	27,7
0	1,293	1,290	4,58	3,78	2,25	34	1,150	1,126	39,90	34,4	29,3
1	1,288	1,285	4,93	4,07	2,66	35	1,146	1,121	42,18	36,6	30,8
2	1,284	1,281	5,29	4,37	3,08	36	1,142	1,116	44,56	38,8	32,4
3	1,279	1,275	5,69	4,70	3,52	37	1,139	1,111	47,07	41,1	34,0
4	1,275	1,271	6,10	5,03	3,96	38	1,135	1,107	49,69	43,5	35,7
5	1,270	1,266	6,54	5,40	4,42	39	1,132	1,102	52,44	46,0	37,6
6	1,265	1,261	7,01	5,79	4,90	40	1,128	1,097	55,32	48,8	32,6
7	1,261	1,256	7,51	6,21	5,40	41	1,124	1,091	58,34	51,7	41,6
8	1,256	1,251	8,05	6,65	5,90	42	1,121	1,086	61,50	54,8	43,7
9	1,252	1,247	8,61	7,13	6,43	43	1,117	1,081	64,80	58,0	45,9
10	1,248	1,242	9,21	7,63	6,97	44	1,114	1,076	68,26	61,3	48,3
11	1,243	1,237	9,84	8,15	7,53	45	1,110	1,070	71,88	65,0	50,8
12	1,239	1,232	10,52	8,75	8,14	46	1,107	1,065	75,65	68,9	53,4
13	1,235	1,228	11,23	9,35	8,74	47	1,103	1,059	79,60	72,8	56,2
14	1,230	1,223	11,99	9,97	9,36	48	1,100	1,054	83,71	77,0	59,0
15	1,226	1,218	12,79	10,66	9,98	49	1,096	1,048	88,02	81,5	62,1
16	1,222	1,214	13,63	11,4	10,7	50	1,093	1,043	92,51	86,2	65,3
17	1,217	1,208	14,53	12,1	11,4	52	1,086	1,031	102,1	96,6	72,3
18	1,213	1,204	15,48	12,9	12,1	54	1,080	1,019	112,5	108	80,0
19	1,209	1,200	16,48	13,8	12,9	56	1,073	1,007	123,8	121	88,6
20	1,205	1,195	17,53	14,7	13,8	58	1,067	0,995	136,1	136	98,5
21	1,201	1,190	18,65	15,6	14,6	60	1,060	0,981	149,4	152	109
22	1,197	1,185	19,83	16,6	15,3	62	1,054	0,968	163,8	171	121
23	1,193	1,181	21,07	17,7	16,2	64	1,048	0,954	179,3	192	135
24	1,189	1,176	22,38	18,8	17,2	66	1,041	0,939	196,1	216	151
25	1,185	1,171	23,76	20,0	18,1						

1 R. Plank Z. f. d. g. K. L., 1932, H. 7—8.

Таблица 51.
Растворы хлористого натрия.

Удельный вес	°Вé	Содержание соли		Тем-ра замерзания °Ц	Теплоемкость раствора при					
		в % раствора	в 100 ч. воды		— 20°	— 10°	0°	10°	20°	30°
при + 15° Ц										
1,00	0,1	0,1	0,1	0,0			1,001	0,999	0,997	0,966
1,01	1,6	1,5	1,5	— 0,8			0,973	0,975	0,978	0,981
1,02	3,0	2,9	3,0	— 1,7			0,956	0,959	0,963	0,966
1,03	4,3	4,3	4,5	— 2,7			0,941	0,945	0,948	0,951
1,04	5,7	5,6	5,9	— 3,6			0,927	0,931	0,934	0,937
1,05	7,0	7,0	7,5	— 4,6			0,914	0,917	0,920	0,923
1,06	8,3	8,3	9,0	— 5,5			0,901	0,904	0,907	0,910
1,07	9,6	9,6	10,6	— 6,6			0,889	0,892	0,895	0,898
1,08	10,8	11,0	12,3	— 7,8			0,878	0,881	0,884	0,887
1,09	12,0	12,3	14,0	— 9,1			0,867	0,870	0,873	0,876
1,10	13,2	13,6	15,7	— 10,4		0,855	0,857	0,860	0,863	0,865
1,11	14,4	14,9	17,5	— 11,8		0,845	0,848	0,850	0,853	0,856
1,12	15,6	16,2	19,3	— 13,2		0,836	0,839	0,841	0,844	0,846
1,13	16,7	17,5	21,2	— 14,6		0,828	0,830	0,832	0,835	0,837
1,14	17,8	18,8	23,1	— 16,2		0,819	0,822	0,824	0,826	0,829
1,15	18,9	20,0	25,0	— 17,8		0,811	0,814	0,816	0,818	0,821
1,16	20,0	21,2	26,9	— 19,4		0,803	0,806	0,808	0,810	0,813
1,17	21,1	22,4	29,0	— 21,2	0,793	0,796	0,798	0,800	0,803	0,805
1,18	22,1	23,7	31,1	— 23,3		0,789	0,791	0,793	0,795	0,797
1,19	23,1	24,9	33,1	— 25,7		0,782	0,784	0,786	0,788	0,790
1,20	24,2	26,1	35,3	— 2,7			0,778	0,779	0,781	0,783
1,203	24,4	26,3	35,7	— 0,0			0,776	0,778	0,780	0,781

Таблица 52.
Растворы хлористого магния.

Удельный вес	°Be	Содержание соли		Тем-ра замерза- ния °Ц	Теплоемкость раствора при						
		в % раствора	в 100 ч. воды		— 30°	— 20°	— 10°	0°	10°	20°	30°
при + 15° Ц											
1,00	0,1	0,2	0,2	— 0,0				1,003	0,999	0,998	0,997
1,01	1,6	1,4	1,4	— 0,7				0,983	0,982	0,982	0,981
1,02	3,0	2,6	2,7	— 1,4				0,964	0,965	0,965	0,966
1,03	4,4	3,7	3,9	— 2,2				0,946	0,948	0,949	0,950
1,04	5,7	4,9	5,2	— 3,1				0,929	0,931	0,933	0,934
1,05	7,0	6,1	6,5	— 4,0				0,912	0,914	0,917	0,919
1,06	8,4	7,2	7,8	— 5,0				0,895	0,898	0,901	0,904
1,07	9,7	8,3	9,1	— 6,0				0,878	0,881	0,885	0,888
1,08	10,8	9,4	10,4	— 7,2				0,861	0,865	0,869	0,873
1,09	12,0	10,5	11,7	— 8,7				0,845	0,850	0,854	0,859
1,10	13,2	11,6	13,1	— 10,3			0,826	0,830	0,835	0,840	0,845
1,11	14,4	12,7	14,5	— 12,3			0,811	0,816	0,821	0,826	0,831
1,12	15,6	13,8	16,0	— 14,5			0,797	0,802	0,807	0,813	0,819
1,13	16,7	14,9	17,5	— 17,1			0,782	0,788	0,794	0,800	0,805
1,14	17,8	16,0	19,1	— 19,9		0,762	0,769	0,775	0,781	0,787	0,793
1,15	18,9	17,0	20,5	— 22,9		0,751	0,757	0,763	0,769	0,775	0,782
1,16	20,0	18,0	22,0	— 26,0		0,739	0,745	0,751	0,757	0,764	0,770
1,17	21,1	19,1	23,6	— 29,1		0,728	0,734	0,740	0,746	0,753	0,759
1,18	22,1	20,1	25,2	— 32,2	0,711	0,717	0,723	0,729	0,735	0,742	0,748
1,184	22,5	20,6	25,9	— 33,6	0,707	0,713	0,719	0,725	0,731	0,738	0,744
1,19	23,2	21,2	26,9	— 32,1	0,701	0,707	0,713	0,719	0,725	0,732	0,738
1,20	24,2	22,2	28,5	— 29,8		0,696	0,702	0,708	0,714	0,721	0,727
1,21	25,2	23,2	30,2	— 27,5		0,686	0,692	0,698	0,704	0,711	0,717
1,22	26,1	24,2	31,9	— 25,2		0,676	0,682	0,688	0,694	0,701	0,707
1,23	27,1	25,2	33,7	— 23,0		0,666	0,673	0,679	0,685	0,691	0,698
1,24	28,0	26,2	35,5	— 20,9		0,657	0,663	0,669	0,675	0,682	0,688
1,25	29,0	27,2	37,4	— 19,0			0,654	0,660	0,666	0,672	0,679
1,26	29,9	28,2	39,3	— 17,5			0,645	0,651	0,657	0,663	0,669
1,27	30,8	29,2	41,2	— 16,7			0,635	0,641	0,647	0,654	0,660
1,28	31,7	30,2	43,2	— 16,4			0,626	0,632	0,638	0,644	0,651
1,29	32,5	31,1	45,2	— 16,6			0,617	0,623	0,629	0,635	0,642
1,30	33,4	32,1	47,2	— 17,8			0,608	0,614	0,620	0,626	0,633
1,31	34,2	33,0	49,3	— 9,8				0,605	0,611	0,617	0,624
1,32	35,1	34,0	51,5	— 5,0				0,596	0,602	0,609	0,615
1,326	35,6	34,6	52,9	0,0				0,590	0,597	0,604	0,610
1,33	35,9	35,0	53,8	+ 10,0					0,593	0,600	0,606
1,34	36,7	35,9	55,9	+ 30,0							0,597

ТАБЛИЦА 53.
Растворы хлористого кальция.

Уд. вес	°С	Содержание соли		Тем-ра замерзания °С	Теплоемкость раствора при							
		в % раствора	на 100 ч. воды		-40°	-30°	-20°	-10°	0°	10°	20°	30°
при +15°С												
1,00	0,1	0,1	0,1	-0,0					1,003	0,999	0,998	0,997
1,01	1,6	1,3	1,3	-0,6					0,986	0,984	0,983	0,982
1,02	3,0	2,5	2,6	-1,2					0,968	0,967	0,967	0,966
1,03	4,3	3,6	3,7	-1,8					0,950	0,950	0,951	0,951
1,04	5,7	4,8	5,0	-2,4					0,932	0,933	0,934	1,935
1,05	7,0	5,9	6,3	-3,0					0,915	0,917	0,918	0,919
1,06	8,3	7,1	7,6	-3,7					0,899	0,901	0,903	0,901
1,07	9,6	8,3	9,0	-4,4					0,882	0,885	0,887	0,890
1,08	10,8	9,4	10,4	-5,2					0,866	0,869	0,872	0,875
1,09	12,0	10,5	11,7	-6,1					0,851	0,854	0,858	0,861
1,10	13,2	11,5	13,0	-7,1					0,836	0,840	0,844	0,848
1,11	14,4	12,6	14,4	-8,1					0,822	0,825	0,830	0,835
1,12	15,6	13,7	15,9	-9,1					0,803	0,813	0,817	0,822
1,13	16,7	14,7	17,3	-10,2				0,789	0,795	0,800	0,805	0,810
1,14	17,8	15,8	18,8	-11,4				0,776	0,782	0,788	0,793	0,798
1,15	18,9	16,8	20,2	-12,7				0,764	0,770	0,776	0,781	0,787
1,16	20,0	17,8	21,7	-14,1				0,753	0,758	0,764	0,770	0,775
1,17	21,1	18,9	23,3	-15,7				0,742	0,747	0,753	0,759	0,765
1,18	22,1	19,9	24,9	-17,4				0,731	0,737	0,742	0,748	0,754
1,19	23,1	20,9	26,5	-19,2				0,721	0,727	0,732	0,738	0,744
1,20	24,2	21,9	28,0	-21,2			0,705	0,711	0,717	0,723	0,729	0,735
1,21	25,1	22,8	29,6	-23,3			0,696	0,702	0,708	0,714	0,720	0,726
1,22	25,1	23,8	31,2	-25,7			0,688	0,694	0,700	0,706	0,712	0,718
1,23	27,1	24,7	32,9	-28,3			0,680	0,686	0,692	0,698	0,704	0,710
1,24	28,0	25,7	34,6	-31,2			0,673	0,679	0,685	0,691	0,697	0,703
1,25	29,0	26,6	36,2	-34,6		0,667	0,660	0,666	0,672	0,678	0,684	0,690
1,26	29,9	27,5	37,9	-38,6		0,653	0,653	0,659	0,665	0,671	0,677	0,683
1,27	30,8	28,4	39,7	-43,6	0,640	0,646	0,652	0,658	0,664	0,670	0,676	0,682
1,28	31,7	29,4	41,6	-50,1	0,634	0,640	0,646	0,652	0,658	0,664	0,670	0,676
1,29	32,2	29,9	42,7	-55,0	0,630	0,635	0,642	0,648	0,654	0,660	0,666	0,672
1,30	32,5	30,3	43,5	-50,6	0,627	0,633	0,639	0,645	0,651	0,657	0,663	0,670
1,31	33,4	31,2	45,4	-41,6	0,621	0,627	0,633	0,639	0,645	0,651	0,657	0,663
1,32	34,2	32,1	47,3	-33,9		0,620	0,626	0,633	0,639	0,645	0,651	0,657
1,33	35,1	33,0	49,3	-27,1			0,620	0,627	0,633	0,639	0,645	0,652
1,34	35,9	33,9	51,3	-21,2			0,614	0,621	0,627	0,634	0,640	0,646
1,35	36,7	34,7	53,2	-15,5				0,615	0,621	0,628	0,634	0,641
1,36	37,5	35,6	55,3	-10,2				0,609	0,616	0,622	0,629	0,636
1,37	38,3	36,4	57,4	-5,1					0,610	0,617	0,624	0,631
1,38	39,1	37,3	59,5	0,0					0,604	0,611	0,618	0,625

ТАБЛИЦА 54.
Раствор «Рейнгартин».

Уд. вес	°С	Объемн. %		Низин- ная тем- рота ох- лажде- ния °С	Теплоемкость раствора при								
		концен- триров. Р-раств- вора	H ₂ O		-50°	-40°	-30°	-20°	-10°	0°	10°	20°	30°
при +15°С													
1,00	0,1	0,2	99,8	0,0						1,003	1,001	0,999	0,999
1,01	1,6	4,0	96,0	-0,6						0,990	0,989	0,989	0,989
1,02	3,0	7,1	92,9	-1,3						0,973	0,973	0,973	0,974
1,03	4,4	10,2	89,8	-2,2						0,955	0,956	0,957	0,958
1,04	5,7	13,5	86,5	-2,9						0,940	0,941	0,942	0,943
1,05	7,0	16,9	83,1	-3,9						0,922	0,924	0,926	0,928
1,06	8,4	20,5	79,5	-4,9						0,905	0,905	0,910	0,913
1,07	9,7	24,1	75,9	-6,0						0,889	0,892	0,895	0,898
1,08	10,8	26,5	73,5	-7,1						0,875	0,878	0,882	0,885
1,09	12,0	29,1	70,9	-8,6						0,859	0,863	0,867	0,871
1,10	13,2	33,3	66,8	-10,1						0,845	0,849	0,854	0,858
1,11	14,4	37,3	62,7	-11,7				0,827		0,832	0,836	0,841	0,846
1,12	15,6	40,8	59,2	-13,6				0,813		0,818	0,823	0,828	0,833
1,13	16,7	44,0	56,0	-15,4				0,800		0,805	0,811	0,816	0,821
1,14	17,8	47,7	52,3	-17,6				0,786		0,792	0,797	0,803	0,808
1,15	18,9	51,4	48,6	-20,1				0,773		0,779	0,784	0,790	0,796
1,16	20,0	54,9	45,1	-22,3				0,756		0,761	0,766	0,773	0,779
1,17	21,1	58,4	41,6	-25,3				0,742		0,748	0,754	0,760	0,766
1,18	22,1	62,6	37,4	-27,0				0,732		0,737	0,743	0,749	0,755
1,19	23,2	65,8	34,2	-31,6			0,712	0,718		0,724	0,730	0,737	0,743
1,20	24,2	68,0	32,0	-34,8			0,702	0,703		0,715	0,721	0,727	0,733
1,21	25,2	72,8	27,2	-38,0			0,692	0,698		0,705	0,711	0,717	0,723
1,22	26,1	77,2	22,8	-41,6		0,676	0,682	0,689		0,695	0,701	0,707	0,713
1,23	27,1	81,9	18,1	-45,0		0,667	0,673	0,679		0,685	0,691	0,697	0,704
1,24	28,0	86,2	13,8	-50,6	0,648	0,657	0,663	0,669		0,675	0,681	0,687	0,694
1,243	28,2	87,0	13,0	-51,4	0,647	0,656	0,662	0,668		0,674	0,679	0,685	0,692
1,25	29,0	90,0	10,0	-37,9			0,651	0,657		0,663	0,669	0,675	0,682
1,26	29,9	93,6	6,4	-23,9				0,647		0,653	0,659	0,666	0,672
1,27	30,8	97,1	2,9	-18,8						0,614	0,620	0,626	0,632
1,28	31,5	100,0	0,0	-16,4						0,636	0,642	0,648	0,654

Таблица 55.

Удельный вес растворов NaCl в зависимости от концентрации и температуры.

Содержание соли в % раствора	— 20° Ц	— 10° Ц	0° Ц	10° Ц	20° Ц	30° Ц
5			1,03820	1,03659	1,03405	1,03074
6			1,04590	1,04403	1,04131	1,03786
7			1,05361	1,05150	1,04860	1,04503
8			1,06133	1,05900	1,05594	1,05225
9			1,06909	1,06654	1,06332	1,05951
10			1,07686	1,07411	1,07074	1,06682
11			1,08467	1,08173	1,07821	1,07417
12			1,09251	1,08939	1,08572	1,08158
13			1,10039	1,09709	1,09329	1,08904
14			1,10830	1,10483	1,10090	1,09656
15		1,11945	1,11626	1,11262	1,10857	1,10413
16		1,12765	1,12427	1,12047	1,11630	1,11177
17		1,13588	1,13232	1,12838	1,12409	1,11946
18		1,14415	1,14041	1,13634	1,13193	1,12722
19		1,15246	1,14857	1,14436	1,13984	1,13504
20		1,16082	1,15678	1,15244	1,14782	1,14293
21		1,16923	1,16505	1,16058	1,15586	1,15089
22		1,17770	1,17337	1,16880	1,16397	1,15891
23	1,19044	1,18622	1,18176	1,17707	1,17215	1,16702
24		1,19480	1,19022	1,18542	1,18040	1,17519
25			1,19874	1,19383	1,18873	1,18344

Таблица 56.

Удельный вес растворов CaCl₂ в зависимости от концентрации и температуры.

Содержание соли в % раствора	— 30° Ц	— 20° Ц	— 10° Ц	0° Ц	10° Ц	20° Ц	30° Ц
5				1,0488	1,0425	1,0402	1,0369
6				1,0528	1,0513	1,0489	1,0456
7				1,0619	1,0602	1,0577	1,0544
8				1,0710	1,0691	1,0664	1,0629
9				1,0802	1,0781	1,0753	1,0718
10				1,0895	1,0872	1,0843	1,0808
11				1,0989	1,0964	1,0934	1,0899
12				1,1083	1,1056	1,1025	1,0993
13				1,1178	1,1150	1,1117	1,1079
14				1,1274	1,1244	1,1210	1,1172
15			1,1396	1,1371	1,1340	1,1304	1,1261
16			1,1496	1,1469	1,1438	1,1399	1,1357
17			1,1597	1,1568	1,1534	1,1495	1,1451
18			1,1698	1,1667	1,1632	1,1592	1,1548
19			1,1801	1,1768	1,1731	1,1690	1,1645
20			1,1904	1,1869	1,1831	1,1788	1,1742
21		1,2046	1,2010	1,1972	1,1932	1,1889	1,1844
22		1,2150	1,2114	1,2075	1,2033	1,1989	1,1942
23		1,2260	1,2221	1,2180	1,2137	1,2092	1,2045
24		1,2369	1,2328	1,2285	1,2240	1,2194	1,2146
25		1,2481	1,2437	1,2392	1,2346	1,2299	1,2251
26	1,2634	1,2590	1,2545	1,2499	1,2452	1,2403	1,2354
27	1,2749	1,2703	1,2656	1,2608	1,2559	1,2510	1,2460
28	1,2868	1,2818	1,2768	1,2718	1,2668	1,2617	1,2567
29	1,2981	1,2930	1,2879	1,2828	1,2777	1,2725	1,2674
30	1,3098	1,2045	1,2933	1,2940	1,2888	1,2835	1,2783

Таблица 57.

Вязкость растворов NaCl (кг сек/м²). Табличные значения¹ подлежат умножению на 10⁻⁴

°Be	Удельный вес 15° Ц	% соли в 100 ч. ра- створа	+ 20°	+ 10°	0°	- 5°	- 10°	- 15°	- 20°	Температу- ра замерза- ния °Ц
1	1,006	0,9	1,025	1,335	1,825					— 0,5
2	1,013	1,9	1,033	1,345	1,830					— 1,1
3	1,020	2,9	1,043	1,355	1,835					— 1,7
4	1,028	3,9	1,055	1,375	1,845					— 2,4
5	1,035	4,9	1,069	1,395	1,860					— 3,1
6	1,042	5,9	1,083	1,415	1,885					— 3,8
7	1,050	7,0	1,099	1,440	1,915					— 4,5
8	1,058	8,0	1,119	1,465	1,950	2,342				— 5,3
9	1,066	9,1	1,139	1,495	1,990	2,395				— 6,1
10	1,074	10,2	1,159	1,525	2,030	2,450				— 7,0
11	1,082	11,3	1,184	1,560	2,080	2,512				— 8,0
12	1,090	12,3	1,214	1,595	2,132	2,575				— 9,1
13	1,098	13,4	1,249	1,638	2,195	2,650	3,275			— 10,2
14	1,106	14,5	1,284	1,681	2,268	2,735	3,385			— 11,3
15	1,115	15,6	1,326	1,734	2,353	2,822	3,505			— 12,5
16	1,124	16,7	1,368	1,789	2,438	2,930	3,645			— 13,7
17	1,133	17,9	1,414	1,849	2,539	3,070	3,815	4,720		— 15,1
18	1,142	19,0	1,465	1,909	2,643	3,210	3,985	4,925		— 16,5
19	1,151	20,1	1,520	1,979	2,755	3,360	4,180	5,155		— 17,9
20	1,160	21,2	1,580	2,054	2,875	3,522	4,395	5,395		— 19,4
21	1,169	22,3	1,653	2,139	3,005	3,695	4,610	5,665	6,975	— 21,0
21,1	1,170	22,4	1,655	2,144	3,025	3,709	4,630	5,690		— 21,2
22	1,179	23,5	1,732	2,242	3,152	3,892	4,885	5,980		— 18,0
23	1,189	24,7	1,822	2,362	3,310	4,105	5,205			— 12,5
24	1,199	25,9	1,982	2,511	3,500					— 4,5
24,4	1,203	26,3	1,970	2,557	3,590					— 0,0

¹ H. Stakelbeck und R. Plank Z. d. g. f. K. L, 1929, H. 6.

Таблица 58.

Вязкость растворов $MgCl_2$ (кг сек/м²). Табличные значения¹ подлежат умножению на 10^{-4} ,

°Be	Удельный вес + 15° Ц	% соли в 100 ч. раствора	+20°	+10°	0°	-10°	-15°	-20°	-25°	Температура замерзания °Ц
1	1,006	0,9	1,03	1,39	1,83					— 0,4
2	1,013	1,7	1,06	1,43	1,91					— 0,9
3	1,020	2,6	1,09	1,47	1,99					— 1,4
4	1,028	3,5	1,13	1,52	2,07					— 2,0
5	1,035	4,4	1,17	1,57	2,16					— 2,6
6	1,042	5,2	1,21	1,62	2,25					— 3,3
7	1,050	6,1	1,26	1,68	2,35					— 4,0
8	1,058	7,0	1,31	1,74	2,45					— 4,8
9	1,066	7,8	1,37	1,82	2,57					— 5,6
10	1,074	8,7	1,43	1,90	2,69					— 6,5
11	1,082	9,6	1,49	1,99	2,82					— 7,5
12	1,090	10,5	1,55	2,08	2,95					— 8,7
13	1,098	11,4	1,62	2,18	3,10	4,60				—10,5
14	1,106	12,3	1,70	2,31	3,27	4,80				—11,6
15	1,115	13,2	1,79	2,44	3,44	5,00				—13,4
16	1,124	14,1	1,90	2,60	3,64	5,25	6,90			—15,5
17	1,133	15,1	2,02	2,76	3,85	5,55	7,28			—17,9
18	1,142	16,1	2,15	2,94	4,08	5,95	7,58	9,35		—20,3
19	1,151	17,1	2,29	3,12	4,32	6,40	8,13	10,02		—23,3
20	1,160	18,1	2,44	3,30	4,60	6,90	8,60	10,70	12,90	—26,3
21	1,169	19,1	2,60	3,54	4,92	7,50	9,19	11,60	14,20	—29,2
22	1,179	20,1	2,81	3,83	5,32	8,20	10,02	12,60	15,79	—32,2
22,5	1,184	20,6	2,92	3,99	5,57	8,60	10,50	13,00	16,50	—33,6
23	1,189	21,1	3,03	4,15	5,83	8,90	11,03	13,80	17,43	—32,4
24	1,199	22,1	3,27	4,49	6,42	9,80	12,28	15,20	19,43	—30,0
25	1,209	23,1	3,56	4,86	7,09	10,90	13,79	17,00	22,80	—27,7
26	1,219	24,1	3,87	5,32	7,82	12,15	15,48	19,20	25,95	—25,4
27	1,229	25,1	4,20	5,83	8,66	13,63	17,60	22,00		—23,2
28	1,240	26,2	4,60	6,40	9,59	15,18	20,02	25,20		—20,9
29	1,250	27,2	5,01	7,04	10,55	17,13	22,42			—19,0
30	1,261	28,3	5,51	7,76	11,68	19,12	24,95			—17,4
31	1,273	29,4	6,19	8,55	12,84	21,25				—16,6
32	1,284	30,4	6,87	9,20	14,05	23,90				—16,4
33	1,295	31,5	7,59	10,00	15,30	26,40				—16,7
34	1,307	32,7	8,45	11,12	16,72	29,40				—17,9
35	1,319	33,9	9,39	12,31	18,21					— 9,6

¹ H. Stakebeck und R. Plank, Z. f. d. g. K. L., 1929, H. 6.

Таблица 59.

Вязкость растворов CaCl_2 в (кг сек/м²). Табличные значения * подлежат умножению на 10^{-1}

Вс	Удельный вес +15° Ц	% соли в 100 ч. раст- вора	+20°	+10°	0°	-10°	-15°	-20°	-25°	Темпер. за- мерзания °Ц
1	1,006	0,8	1,025	1,335	1,825					- 0,4
2	1,013	1,6	1,035	1,345	1,840					- 0,8
3	1,020	2,5	1,045	1,365	1,860					- 1,2
4	1,028	3,4	1,075	1,385	1,890					- 1,7
5	1,035	4,2	1,100	1,405	1,925					- 2,1
6	1,042	5,0	1,125	1,435	1,960					- 2,5
7	1,050	5,9	1,150	1,460	1,995					- 3,0
8	1,058	6,8	1,175	1,490	2,040					- 3,5
9	1,066	7,8	1,205	1,520	2,090					- 4,1
10	1,074	8,7	1,240	1,555	2,145					- 4,6
11	1,082	9,6	1,275	1,595	2,200					- 5,3
12	1,090	10,5	1,310	1,640	2,255					- 6,1
13	1,098	11,3	1,345	1,685	2,315					- 6,9
14	1,106	12,2	1,380	1,735	2,380					- 7,7
15	1,115	13,1	1,425	1,785	2,455					- 8,6
16	1,124	14,1	1,480	1,845	2,540					- 9,6
17	1,133	15,0	1,540	1,905	2,630	4,155				-10,6
18	1,142	16,0	1,610	1,985	2,730	4,300				-11,8
19	1,151	16,9	1,680	2,065	2,835	4,450				-13,1
20	1,160	17,8	1,755	2,155	2,945	4,610				-14,4
21	1,169	18,8	1,840	2,255	3,055	4,780				-16,0
22	1,179	19,8	1,925	2,355	3,180	4,990	6,240			-17,8
23	1,189	20,8	2,020	2,475	3,325	5,210	6,420			-19,6
24	1,199	21,8	2,130	2,610	3,480	5,440	6,690			-21,3
25	1,209	22,7	2,240	2,745	3,645	5,680	6,950	8,690		-23,6
26	1,219	23,7	2,370	2,900	3,835	5,965	7,290	9,005		-26,1
27	1,229	24,7	2,520	3,080	4,050	6,310	7,625	9,510	11,675	-28,9
28	1,240	25,7	2,675	3,260	4,300	6,715	8,050	10,060	12,320	-32,1
29	1,250	26,6	2,830	3,465	4,600	7,185	8,565	10,720	13,155	-35,1
30	1,261	27,6	2,925	3,750	4,950	7,720	9,115	11,400	14,000	-39,0
31	1,271	28,7	3,280	4,070	5,350	8,325	9,790	12,250	15,250	-45,0
32	1,284	29,7	3,580	4,420	5,800	9,035	10,525	13,300	16,690	-52,5
32,2	1,286	29,9	3,630	4,500	5,900	9,200	11,385	14,550		-55,0
33	1,295	30,7	3,880	4,780	6,285	9,850	11,660	14,845		-48,0
34	1,307	31,8	4,200	5,200	6,870	10,815	12,420	15,850		-39,0
35	1,319	32,9	4,540	5,690	7,560	11,875	13,705	17,600		-30,5
36	1,331	34,0	4,900	6,240	8,325	13,175	15,270	19,300		-22,0
37	1,344	35,1	5,260	6,800	9,180	14,525				-14,0
38	1,356	36,1	5,650	7,375	10,090					- 8,0
39	1,369	37,2	6,050	8,025	11,075					- 2,0

* H. Stakelbeck und R. Plank, Z. f. d. g. K. L., 1929, H. 6.

Таблица 60.

Вязкость „Рейнгартин“-раствора (кг сек/м²),
Табличные значения¹ подлежат умножению на 10⁻⁴,

Удельный вес +15° Ц	+40°	+30°	+20°	+10°	0°	-10°	-20°	-30°	-40°	-50°
1,01	0,68	0,85	1,04	1,35	1,82					
1,02	0,71	0,88	1,08	1,41	1,88					
1,03	0,74	0,92	1,13	1,47	1,96					
1,04	0,77	0,96	1,18	1,53	2,05					
1,05	0,80	1,00	1,23	1,60	2,14					
1,06	0,83	1,04	1,28	1,66	2,23					
1,07	0,87	1,08	1,34	1,73	2,33					
1,08	0,91	1,12	1,40	1,80	2,43					
1,09	0,95	1,17	1,46	1,88	2,54					
1,10	1,00	1,23	1,54	1,97	2,68					
1,11	1,06	1,29	1,63	2,07	2,83					
1,12	1,12	1,37	1,72	2,18	2,99	4,39				
1,13	1,18	1,45	1,82	2,32	3,17	4,65				
1,14	1,26	1,55	1,94	2,47	3,37	4,95				
1,15	1,34	1,65	2,06	2,65	3,59	5,28				
1,16	1,43	1,77	2,20	2,84	3,83	5,63	8,80			
1,17	1,53	1,89	2,35	3,04	4,11	6,04	9,48			
1,18	1,64	2,03	2,52	3,24	4,39	6,48	10,17			
1,19	1,76	2,17	2,71	3,46	4,72	6,94	10,90			
1,20	1,89	2,33	2,91	3,73	5,06	7,44	11,68	19,50		
1,21	2,02	2,50	3,11	4,02	5,41	7,96	12,50	20,80		
1,22	2,17	2,68	3,34	4,33	5,81	8,54	13,41	22,39		
1,23	2,33	2,87	3,59	4,67	6,23	9,16	14,38	24,01	42,00	
1,24	2,51	3,07	3,87	5,04	6,73	9,89	15,53	25,93	45,90	
1,243	2,57	3,14	3,96	5,20	6,89	10,13	15,90	26,50	46,90	77,0
1,25	2,70	3,30	4,16	5,42	7,24	10,64	16,70			
1,26	2,92	3,58	4,50	5,83	7,83	11,51	18,07			
1,27	3,15	3,88	4,85	6,28	8,44					
1,28	3,40	4,19	5,20	6,74	9,05	13,30				

¹ Z. f. d. g. K. I., 1928, Н. 4.

Таблица 61.

Упругость паров над растворами NaCl в мм рт. ст.¹

Удельный вес + 15° Ц	У п р у г о с т ь п а р о в п р и														
	6°	4°	2°	0°	- 2°	- 4°	- 6°	- 8°	- 10°	- 12°	- 14°	- 16°	- 18°	- 20°	
1,00	7,01	6,10	5,29	4,58	3,88	3,28	2,76	2,32	1,95	1,63	1,36	1,13	0,94	0,77	
1,01	6,94	6,04	5,24	4,54											
1,02	6,88	5,99	5,20	4,50											
1,03	6,82	5,94	5,15	4,46	3,84										
1,04	6,76	5,89	5,10	4,42	3,81										
1,05	6,69	5,82	5,05	4,37	3,77	3,25									
1,06	6,62	5,76	5,00	4,33	3,74	3,22									
1,07	6,56	5,70	4,95	4,28	3,70	3,18									
1,08	6,48	5,64	4,89	4,23	3,65	3,15	2,71								
1,09	6,41	5,58	4,83	4,19	3,61	3,11	2,68	2,29							
1,10	6,34	5,52	4,78	4,14	3,57	3,08	2,65	2,27	1,94						
1,11	6,26	5,45	4,72	4,09	3,54	3,04	2,61	2,24	4,91						
1,12	6,17	5,37	4,66	4,03	3,48	3,00	2,58	2,21	1,89	1,61					
1,13	6,09	5,30	4,60	3,98	3,43	2,96	2,54	2,18	1,86	1,59	1,35				
1,14	6,00	5,22	4,53	3,92	3,38	2,91	2,51	2,15	1,83	1,56	1,33	1,13			
1,15	5,91	5,14	4,46	3,86	3,33	2,87	2,47	2,11	1,81	1,54	1,31	1,11			
1,16	5,82	5,06	4,39	3,80	3,28	2,82	2,43	2,08	1,77	1,52	1,29	1,09	0,92		
1,17	5,71	4,97	4,30	3,73	3,22	2,77	2,38	2,04	1,74	1,49	1,26	1,07	0,90	0,76	

¹ Dr.-Ing. K. Linge, „Z. f. d. K. I.“, 1929, Н. 10.

Таблица 62.
Упругость паров над растворами $MgCl_2$ в мм рт. ст.¹

Удельный вес + 15°	У п р у г о с т ь п а р о в п р и													
	6°	4°	2°	0°	-2°	-4°	-6°	-8°	-10°	-12°	-14°	-16°	-18°	-20°
1,00	7,01	6,10	5,29	4,58	3,88	3,28	2,76	2,32	1,95	1,63	1,36	1,13	0,94	0,77
1,01	6,96	6,05	5,25	4,55										
1,02	6,91	6,01	5,22	4,52										
1,03	6,86	5,97	5,18	4,49	3,87									
1,04	6,81	5,93	5,14	4,45	3,84									
1,05	6,76	5,88	5,10	4,41	3,81	3,28								
1,06	6,69	5,82	5,05	4,37	3,77	3,25								
1,07	6,62	5,76	4,99	4,32	3,73	3,21	2,76							
1,08	6,53	5,68	4,93	4,27	3,68	3,17	2,73							
1,09	6,45	5,61	4,87	4,21	3,63	3,13	2,69	2,31						
1,10	6,34	5,52	4,78	4,14	3,57	3,08	2,65	2,27	1,94					
1,11	6,23	5,42	4,70	4,07	3,51	3,02	2,60	2,23	1,90	1,62				
1,12	6,10	5,30	4,60	3,98	3,44	2,96	2,55	2,18	1,86	1,59	1,35			
1,13	5,96	5,18	4,50	3,89	3,36	2,89	2,49	2,13	1,82	1,55	1,32	1,12		
1,14	5,81	5,06	4,38	3,79	3,27	2,82	2,43	2,08	1,78	1,51	1,28	1,09	0,92	
1,15	5,66	4,92	4,27	3,69	3,19	2,75	2,36	2,02	1,73	1,47	1,25	1,06	0,90	0,75
1,16	5,49	4,77	4,14	3,58	3,09	2,66	2,29	1,96	1,68	1,43	1,21	1,03	0,87	0,73
1,17	5,30	4,61	4,00	3,46	2,99	2,57	2,21	1,90	1,62	1,38	1,17	0,99	0,84	0,71
1,18	5,10	4,44	3,85	3,36	2,88	2,48	2,13	1,83	1,56	1,33	1,13	0,96	0,81	0,68

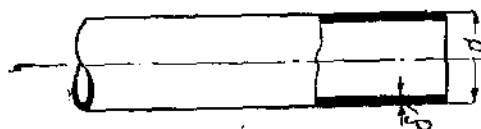
¹ Dr.-Ing. K. Linge, Z. f. d. g. K. I., 1929, H. 10.

Таблица 63.
Упругость паров над растворами $CaCl_2$ в мм рт. ст.¹

Удельный вес + 15°	У п р у г о с т ь п а р о в п р и													
	6°	4°	2°	0°	-2°	-4°	-6°	-8°	-10°	-12°	-14°	-16°	-18°	-20°
1,00	7,01	6,10	5,29	4,58	3,88	3,28	2,76	2,32	1,95	1,63	1,36	1,13	0,94	0,77
1,01	6,97	6,07	5,26	4,56										
1,02	6,93	6,03	5,23	4,53										
1,03	6,90	6,00	5,20	4,50										
1,04	6,86	5,96	5,17	4,48	3,86									
1,05	6,81	5,92	5,13	4,45	3,83									
1,06	6,76	5,88	5,10	4,42	3,81									
1,07	6,71	5,84	5,06	4,38	3,78	3,26								
1,08	6,66	5,79	5,02	4,35	3,75	3,23								
1,09	6,60	5,74	4,98	4,31	3,72	3,21	2,76							
1,10	6,56	5,70	4,95	4,28	3,69	3,18	2,74							
1,11	6,49	5,65	4,90	4,24	3,66	3,15	2,71	2,32						
1,12	6,41	5,58	4,84	4,19	3,61	3,11	2,68	2,29						
1,13	6,36	5,53	4,80	4,15	3,58	3,09	2,65	2,27	1,94					
1,14	6,28	5,46	4,74	4,10	3,54	3,05	2,62	2,25	1,92					
1,15	6,20	5,40	4,68	4,05	3,49	3,01	2,59	2,22	1,90	1,62				
1,16	6,13	5,33	4,62	4,00	3,45	2,97	2,56	2,19	1,87	1,60	1,35			
1,17	6,03	5,25	4,55	3,94	3,40	2,93	2,52	2,16	1,84	1,57	1,33			
1,18	5,93	5,16	4,47	3,87	3,34	2,88	2,48	2,12	1,81	1,54	1,31	1,11		
1,19	5,83	5,07	4,40	3,81	3,29	2,83	2,44	2,09	1,78	1,52	1,29	1,09	0,92	
1,20	5,71	4,97	4,31	3,73	3,22	2,77	2,39	2,04	1,75	1,49	1,26	1,07	0,91	0,76
1,21	5,59	4,87	4,22	3,65	3,15	2,72	2,34	2,00	1,71	1,46	1,24	1,05	0,89	0,75
1,22	5,47	4,76	4,12	3,57	3,08	2,65	2,28	1,95	1,67	1,42	1,21	1,03	0,87	0,73
1,23	5,30	4,61	4,00	3,46	2,99	2,57	2,21	1,90	1,62	1,38	1,17	1,00	0,85	0,71
1,24	5,15	4,48	3,88	3,36	2,90	2,50	2,15	1,84	1,57	1,34	1,14	0,97	0,82	0,69
1,25	4,98	4,33	3,75	3,25	2,80	2,42	2,08	1,78	1,52	1,29	1,10	0,93	0,79	0,66
1,26	4,77	4,14	3,59	3,11	2,68	2,31	1,99	1,70	1,46	1,24	1,05	0,89	0,75	0,63

¹ Dr.-Ing. K. Linge, Z. f. d. g. K. I., 1929, H. 10.

ПРОМСТАНДАРТ ВСНХ СССР ВОМТ	ПРОЕКТ Трубы стальные бесшовные для аммиачных трубопроводов и аппаратов Сталь 36—45 кг/мм ²	МЕТАЛЛ	
		Холодильные установки	9



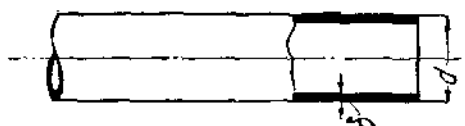
Фиг. 296.

Таблица 64.

Условный проход мм	Наружный диаметр d мм	Гладкие по ОСТ		Гладкие утолщенные по ОСТ		С резьбой по ОСТ		
		δ мм	Вес кг/м	δ мм	Вес кг/м	Труба с резьбой дюймы	δ мм	Вес кг/м
6	10					1/8	2,5	0,46
10	16,75					3/8	3	1,02
13	18	2	0,79					
	21,25					1/2	3,25	1,44
19	25	2	1,13					
	26,75					3/4	3,50	2,10
25	32	2,5	1,70	3,5	2,29			
	33,5					1	4	2,91
32	38	2,5	2,19	3,5	2,98			
	(42,25)					(1 1/4)	4	3,77
38	44,5	2,5	3,59	3,5	3,54			
	(48,25)					(1 1/2)	4,25	4,61
50	57	2,75	3,68	3,5	4,62			
	(60)					(2)	4,50	6,16
65	76	3	5,4					
76	89	3,25	6,87					
90	102	3,75	9,09					
100	108	3,75	9,64					
125	133	4	12,73					
150	159	4,5	17,15					
175	191	5,5	25,16					
200	216	6,5	33,58					
250	273	7,5	49,11					

Размеры, взятые в скобки, как не рекомендованные, по возможности избегать.

ПРОМСТАНДАРТ ВСНХ СССР ВОМТ	ПРОЕКТ Трубы стальные для рассольных систем и трубопроводов	МЕТАЛЛ	
		Холодильные установки	10



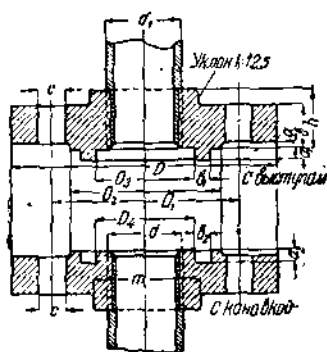
Фиг. 297.

Таблица 65.

Условный проход мм	Наружный диаметр d мм	Трубы бесшовные по ОСТ		Трубы сварные по ОСТ		Трубы с резьбой по ОСТ		
		δ мм	Вес кг/м	δ мм	Вес кг/м	Трубная резьба	δ мм	Вес кг/м
38	48,25	—	—	—	—	1"	4,25	4,6
50	57	2,75	3,68	2,75	3,68	—	—	—
65	76	3	5,40	3	5,40	—	—	—
76	89	3,25	6,87	3,25	6,87	—	—	—
100	108	3,75	9,64	3,75	9,64	—	—	—
125	133	4	12,73	4	12,73	—	—	—
150	159	4,5	17,15	4,5	17,15	—	—	—
200	216	6,5	33,58	6,5	33,58	—	—	—
250	273	7,5	49,11	7,5	49,11	—	—	—
300	325	8	62,54	8	62,54	—	—	—

Труба с резьбой 48,25×4,25 применяется исключительно для судовых установок.

ПРОМСТАНДАРТ ВСНХ СССР ВОМТ	ПРОЕКТ Аммиачные трубопроводы Фланцы круглые под резьбу	МЕТАЛЛ	
		Холодильные установки	400

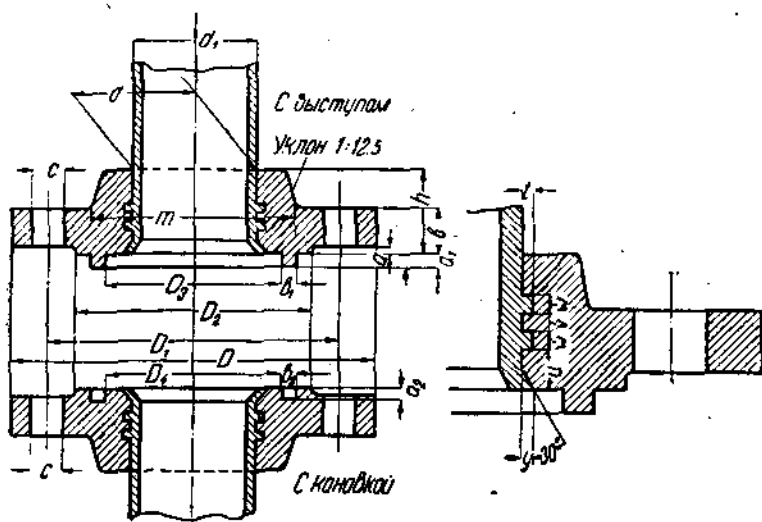


Фиг. 298.

Таблица 66.

Условный проход <i>d</i> _н мм	Труба		Ф л а н е ц													Болты		Вес кг	
	Наружный диаметр <i>d</i> мм	Трубная резьба <i>d</i>	<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	<i>D</i> ₃	<i>D</i> ₄	<i>t</i>	<i>b</i>	<i>b</i> ₁	<i>b</i> ₂	<i>h</i>	<i>a</i>	<i>a</i> ₁	<i>a</i> ₂	<i>c</i>	Колече- ство		Диаметр
10	16,75	3/8"	90	60	40	24	23	30	16	5	6	22	2	3,5	3,5	15	4	1/4"	0,1
13	21,25	1/2"	95	65	45	29	28	35	16	5	6	22	2	3,5	3,5	15	4	1/4"	0,1
19	26,75	3/4"	105	75	55	36	35	45	18	7	8	25	2	4	4	15	4	1/2"	0,1
25	33,50	1"	115	85	65	43	42	52	18	7	8	28	2	4	4	15	4	1/2"	0,1
(32)	42,25	1 1/8"	140	100	78	51	50	60	18	7	8	30	2	4	4	18	4	3/4"	0,1
(38)	48,25	1 1/4"	150	110	88	61	60	70	18	7	8	32	3	4	4	18	4	3/4"	0,1
(50)	60,00	2"	165	125	102	73	72	85	20	7	8	34	3	4	4	18	4	3/4"	0,1

Размеров, поставленных в скобки, как не рекомендованных, по возможности избегать.
Материал сталь—удельный вес принят 7,85 кг/дм³.
Присоединительные размеры фланцев по ОСТ 748.



Фиг. 293.

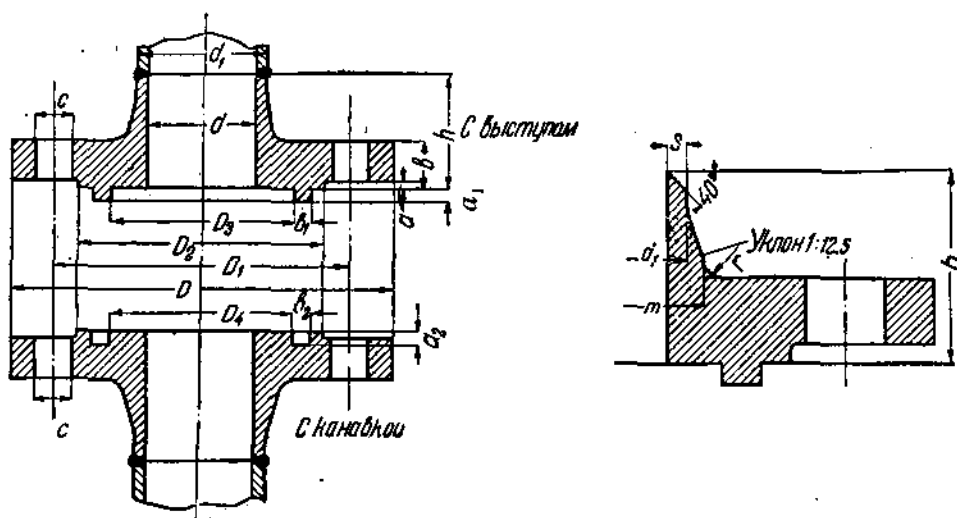
ТАБЛИЦА 67.

Условный проход мм	Развальцовка и скос					
	Количество	n	w	v	t	y
13						
От 19 до 65	2	7	3	4,5	1	3
76 - 175	2	9	4	6	1	4
200 - 250	2	12	5	7,5	1,5	5

Условный проход мм	Наружный диаметр труб мм	Фланец															Болты		Вес кг
		D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	t	a	b	b ₁	b ₂	h	a	a ₁	a ₂	c	Количество	Диаметр	
13	18	95	65	45	29	28	35	18,5	16	5	6	22	2	3,5	3,5	15	4	1/2"	
19	25	105	75	55	36	35	45	25,5	18	7	8	26	2	4	4	15	4	1/2"	
25	32	115	85	65	43	42	52	32,5	18	7	8	28	2	4	4	15	4	1/2"	
32	38	140	100	78	51	50	60	38,5	18	7	8	30	2	4	4	18	4	1/2"	
38	44,5	150	110	88	61	60	70	45	18	7	8	32	3	4	4	18	4	3/8"	
50	57	165	125	102	73	72	85	57,5	20	7	8	34	3	4	4	18	4	3/8"	
65	76	185	145	122	95	94	105	76,5	22	7	8	38	3	4	4	18	8	3/8"	
76	89	200	160	138	106	105	118	89,5	24	7	8	40	3	4	4	18	8	3/8"	
90	102	225	180	152	117	116	135	102,5	24	7	8	42	3	4	4	22	8	3/4"	
100	108	235	190	162	129	128	145	108,5	24	10	11	44	3	4,5	4,5	22	8	3/4"	
125	133	270	220	188	155	154	170	133,5	26	10	11	48	3	4,5	4,5	25	8	7/8"	
150	159	300	250	218	183	182	200	159,5	38	10	11	52	3	4,5	4,5	25	8	7/8"	
175	191	330	280	248	213	212	232	191,5	28	10	11	52	3	4,5	4,5	25	12	7/8"	
200	216	360	310	278	239	238	260	217	30	10	11	54	3	4,5	4,5	25	12	7/8"	
250	273	425	370	335	292	291	315	274	32	10	11	56	4	5	5	28	12	1"	

Материал — сталь, удельный вес принят 7,85 кг/дм³
Присоединительные размеры фланцев по ГОСТ 748.

ПРОМСТАНДАРТ ВСНХ СССР ГОСТ		ПРОЕКТ Аммиачные трубопроводы Фланцы круглые под приварку	М Е Т А Л Л Холодильные установки	402



Фиг. 300.

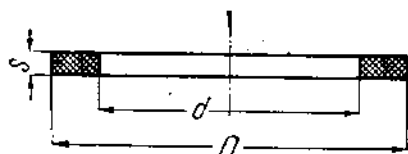
Таблица 68.

Условный проход мм d_0	Наружный диаметр труб мм d_1	Фланец																Болты		Вес кг
		D	D_1	D_2	D_3	D_4	d	b	b_1	b_2	h	a	a_1	a_2	c	m	r	s	Количе- ство	
13	18	95	65	45	29	28	14	16	5	6	35	2	3,5	3,5	15	25	8	2	4	1/2"
19	25	105	75	55	36	35	21	18	7	8	40	2	4	4	15	38	8	2	4	1/2"
25	32	115	85	65	43	42	27	18	7	8	40	2	4	4	15	42	8	2,5	4	1/2"
32	38	140	100	78	51	50	33	18	7	8	40	2	4	4	18	52	8	2,5	4	3/8"
38	44,5	150	110	88	61	60	39,5	18	7	8	45	3	4	4	18	60	8	2,5	4	5/8"
50	57	165	125	102	73	72	51,5	20	7	8	50	3	4	4	18	72	8	2,75	4	5/8"
65	76	185	145	122	95	94	70	22	7	8	50	3	4	4	18	90	10	3	8	5/8"
76	89	200	160	138	106	105	82,5	24	7	8	55	3	4	4	18	105	10	3,25	8	3/8"
90	102	225	180	152	117	116	94,5	24	7	8	55	3	4	4	22	120	10	3,75	8	3/8"
100	108	235	190	162	129	128	100,5	24	10	8	60	3	4,5	4,5	22	128	10	3,75	8	3/4"
125	133	270	220	188	155	154	125	26	10	11	65	3	4,5	4,5	25	155	10	4	8	7/8"
150	159	300	250	218	183	182	150	28	10	11	70	3	4,5	4,5	25	182	12	4,5	8	7/8"
175	191	330	280	248	213	212	180	28	10	11	70	3	4,5	4,5	25	215	12	5,5	12	7/8"
200	216	360	310	278	235	238	203	30	10	11	75	3	4,5	4,5	25	240	12	6,5	12	7/8"
250	273	425	370	335	292	291	258	32	10	11	80	4	5	5	28	292	12	7,5	12	1"

Материал—сталь, удельный вес принят 7,85 кг/дм³.
Присоединительные размеры фланца по ГОСТ 748.

ПРОМСТАНДАРТ ВСНХ СССР ВОМТ	ПРОЕКТ Аммиачные трубопроводы Прокладки	М Е Т А Л Л Холодильные установки

403

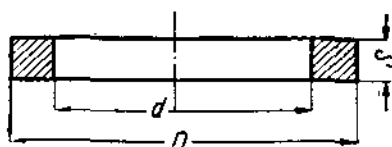


Фиг. 301.

ТАБЛИЦА 69.

Условный проход мм	d	D	S
10	24	34	2
13	29	39	2
19	36	50	2
25	43	57	2
32	51	65	2
38	61	75	2
50	73	87	2
65	95	109	2
76	106	120	2
90	117	131	2
100	129	149	2
125	155	175	2
150	183	203	2
175	213	233	2
200	239	259	2
250	292	312	2

Материал прокладок—рекомендуется клингерит.
 Присоединительные размеры фланцев по ОСТ 748.
 Толщина S указана ориентировочно



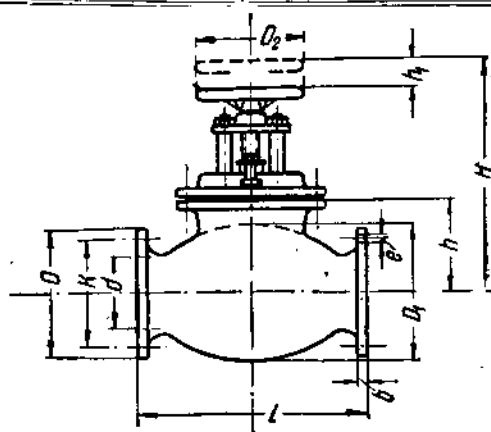
Фиг. 302.

ТАБЛИЦА 70.

Условный проход мм	d	D	S
10	24	34	8
13	29	39	8
19	36	50	8
25	43	57	8
32	51	65	8
38	61	75	8
50	73	87	8
65	95	109	8
76	106	120	8
90	117	131	8
100	123	149	8
125	155	175	8
150	183	203	8
175	213	233	8
200	239	259	8
250	292	312	8

Материал — сталь.

Присоединительные размеры фланцев по ОСТ 748.



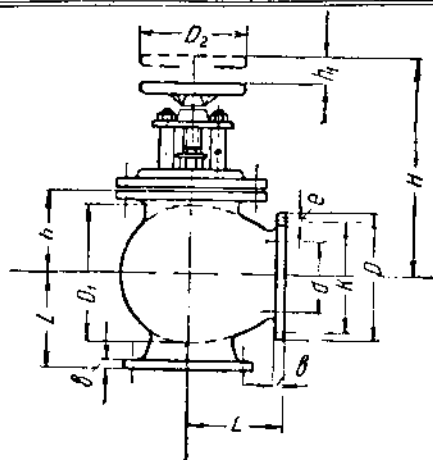
Фиг. 303.

Фланцы только с канавками
Проба на плотность закрытия при
20 кг/см²

Таблица 71.

Условный проход d_g	К о р п у с			Вентиль		Ф л а н ц ы							Диаметр ма- ховичка D_3	Вес кг.
	Строн- тельная длина L	Строн- тельная высота h	Диаметр D_1	Высота H	Подъем h_1	Диаметр D	Диаметр K	Б о л т ы			Тол- щина b			
								Коли- чест- во	На- резка	Диаметр отвер- стий e				
10	120	85	59	255	8	90	60	4	$\frac{1}{2}''$	15	16	150		
13	130	85	64	260	11	95	65	4	$\frac{1}{2}''$	15	16	150		
19	150	95	76	230	13	105	75	4	$\frac{1}{2}''$	15	18	150		
25	160	100	82	295	15	115	85	4	$\frac{1}{2}''$	15	18	150		
32	180	105	86	310	16	140	100	4	$\frac{5}{8}''$	18	18	175		
38	200	112	106	320	19	150	110	4	$\frac{5}{8}''$	18	20	175		
50	230	118	120	355	22	165	125	4	$\frac{3}{8}''$	18	22	200		
65	290	132	164	390	30	185	145	8	$\frac{3}{8}''$	18	24	250		
76	310	140	182	410	34	200	160	8	$\frac{3}{8}''$	18	26	250		
90	330	150	212	440	38	225	180	8	$\frac{3}{4}''$	22	28	300		
100	350	160	224	450	45	235	190	8	$\frac{3}{4}''$	22	28	300		
125	400	180	256	545	52	270	210	8	$\frac{7}{8}''$	25	30	500		
150	480	200	308	605	64	300	250	8	$\frac{7}{8}''$	25	30	400		
175	550	235	370	685	75	330	280	12	$\frac{7}{8}''$	25	32	450		
200	600	250	408	715	85	360	310	12	$\frac{7}{8}''$	25	34	450		
250	730	300	502	820	105	370	370	12	1"	25	36	500		

Размер b , взятый в скобки, указан ориентировочно.
Материал — чугунное литье.
Присоединительные размеры фланцев по ОСТ 748.



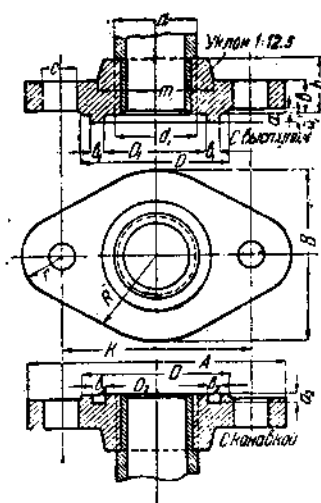
Фиг. 304.

Фланцы только с канавками
Проба на плотность закрытия при
20 кг/см²

Таблица 72.

Условный проход d_0	К о р п у с			Вентиль		Ф л а н ц ы						Диаметр на- ховки D_2	В е с кг
	Строй- тельная длина L	Строй- тельная высота h	Диа- метр D_1	Высота H	Подъем h_1	Диа- метр D	Диа- метр K	Б о л т ы			Тол- щина b		
								Коли- чест- во	На- резка	ди- аметр отвер- стий e			
10	85	85	59	255	8	90	60	4	$1\frac{1}{2}''$	15	16	150	
13	90	85	64	260	11	95	65	4	$1\frac{1}{2}''$	15	16	150	
19	95	95	76	280	13	105	75	4	$1\frac{1}{2}''$	15	18	150	
25	100	100	82	295	15	115	85	4	$1\frac{1}{2}''$	15	18	150	
32	105	105	86	310	16	140	100	4	$3\frac{1}{8}''$	18	18	175	
38	115	112	106	320	19	150	110	4	$3\frac{1}{8}''$	18	20	175	
50	125	118	120	355	22	165	125	4	$3\frac{1}{8}''$	18	22	200	
65	145	132	164	390	30	185	145	8	$3\frac{1}{8}''$	18	24	250	
76	155	140	182	410	34	200	160	8	$3\frac{1}{8}''$	18	26	250	
90	165	150	212	440	38	225	180	8	$3\frac{1}{4}''$	22	28	300	
100	175	160	224	490	45	235	190	8	$3\frac{1}{4}''$	25	28	300	
125	200	180	256	545	52	270	220	8	$7\frac{1}{8}''$	25	30	350	
150	225	200	303	605	64	300	250	8	$7\frac{1}{8}''$	25	30	400	
175	255	235	370	685	75	330	280	12	$7\frac{1}{8}''$	25	32	450	
200	275	250	408	715	85	360	310	12	$7\frac{1}{8}''$	25	34	450	
250	325	300	502	820	105	370	370	12	1"	28	36	500	

Размер b , взятый в скобки, указан ориентировочно.
Материал — чугунное литье.
Присоединительные размеры фланцев по ОСТ 748.



Фиг. 305.

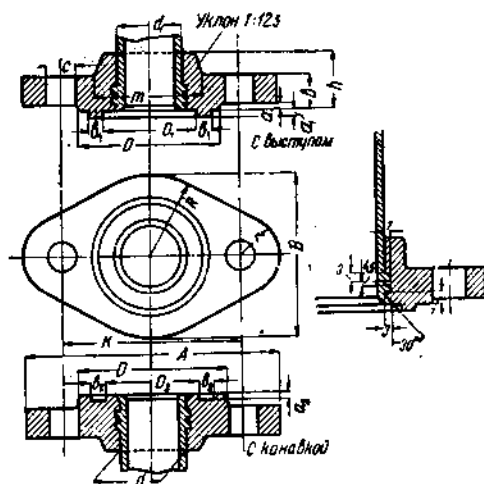
Таблица 73.

Условный про- ход d_0 мм	Труба		Ф л а н ц															Бол- ты				
	Наружный диаметр d	Трубная резьба d_1	A	B	b	K	h	R	r	t	D	a	Выступ			Канавка				Количество	Диаметр	Вес кг
													D_1	b_1	a_1	D	b_2	a_1	c			
6	10	$\frac{1}{8}$ "	75	40	14	50	20	20	15	20	35	2	20	5	3,5	19	6	3,5	15	2	$\frac{1}{2}$ "	
10	16,75	$\frac{3}{8}$ "	90	50	16	60	22	25	18	30	40	2	24	5	3,5	23	6	3,5	15	2	$\frac{1}{2}$ "	
13	21,25	$\frac{1}{2}$ "	95	55	16	65	22	27,5	18	35	45	2	29	5	3,5	28	6	3,5	15	2	$\frac{1}{2}$ "	
19	26,75	$\frac{3}{4}$ "	105	65	18	75	26	32,5	20	45	55	2	36	7	4	35	8	4	15	2	$\frac{1}{2}$ "	
25	33,5	1"	115	75	18	85	28	37,5	20	52	65	2	43	7	4	42	8	4	18	2	$\frac{3}{8}$ "	
32	42,25	1 $\frac{1}{4}$ "	140	90	18	100	30	45	25	60	78	2	51	7	4	50	8	4	18	2	$\frac{3}{8}$ "	

Материал — сталь 2, удельный вес принят 7,85 кг/дм³.

Размеры выступов и канавок по ОСТ 748.

Трубы по ОСТ 5096 и 5098.



Фиг. 306.

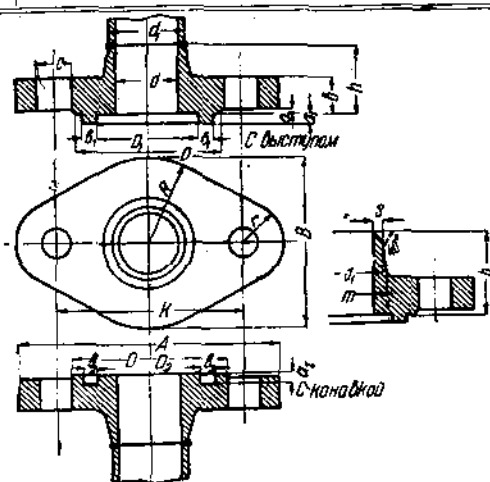
ТАБЛИЦА 74.

Условный про- ход d_0 мм	Наружный диам-етр трубы d_1	Ф л а н ц ы																	Бол- ты		Вес кг	
		d	A	B	b	K	h	R	r	t	D	a	Выступ			Канавка			Количество	Диаметр		
													D_1	b_1	a_1	D_2	b_2	a_2				c
13	17	17,5	95	55	16	65	22	27,5	18	35	45	2	29	5	3,5	28	6	3,5	15	2	$1/2''$	
19	25	25,5	105	65	18	75	26	32,5	20	45	55	2	36	7	4	35	8	4	15	2	$1/2''$	
25	32	32,5	115	75	18	85	28	37,5	20	52	65	2	43	7	4	42	8	4	18	2	$3/8''$	
32	38	38,5	140	90	18	100	30	45	25	60	78	2	51	7	4	50	8	4	18	2	$3/8''$	

Материал — сталь 2, удельный вес принят $7,85 \text{ кг/дм}^3$.

Размеры выступов и канавок по ОСТ 748.

Трубы по ОСТ 5098.



Фиг. 307.

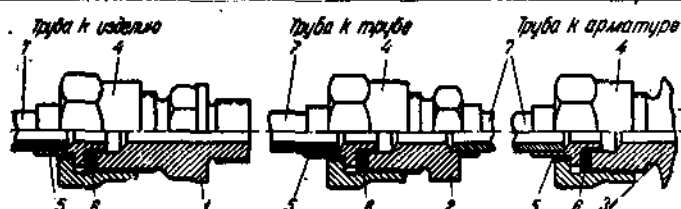
Таблица 75.

Условный проход		Наружный ди- аметр трубы	Ф л а н ц														Бол- ты		Вес				
			d	A	B	b	K	h	R	r	t	s	r ₁	D	a	Выступ				Канавка		Количество	Диаметр
																D ₁	b ₁	a ₁		D ₂	b ₂		
6	10	7	75	40	14	50	30	20	15	15	1,5	6	35	2	20	5	3,5	19	6	3,5	15	2	1 1/2"
10	14	10	90	50	16	60	35	25	18	20	2	6	40	2	24	5	3,5	23	6	3,5	15	2	1 3/4"
13	17	13	95	55	16	65	35	27,5	18	23	2	8	45	2	29	5	3,5	28	6	3,5	15	2	1 3/4"
19	25	21	105	65	18	75	40	32,5	20	32	2	8	55	2	36	7	4	35	8	4	15	2	1 3/4"
25	32	27	115	75	18	85	40	37,5	20	39	2,5	8	65	2	43	7	4	42	8	4	18	2	2 1/8"
32	38	33	140	90	18	100	40	45	25	45	2,5	8	78	2	51	7	4	50	8	4	18	2	2 1/8"

Материал — сталь 2, удельный вес принят 7,85 кг/дм³.

Размеры выступов и канавок по ОСТ 748.

Трубы по ОСТ 5098.

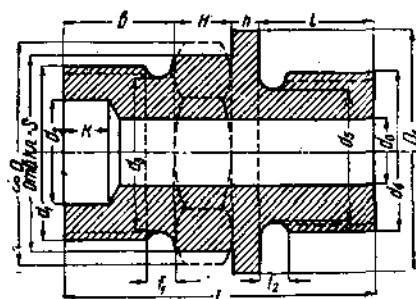


Фиг. 308.

- 1 — Штуцер ввертной
2 — Штуцер приварной
3 — Цапфа арматуры
4 — Накладная гайка

- 5 — Ниппель
6 — Прокладка
7 — Труба

Резьба трубная по ОСТ 266. Трубы по ОСТ 5098.

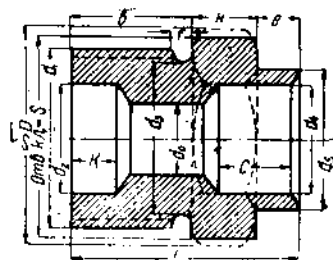


Фиг. 309.

ТАБЛИЦА 76.

Условный проход d_n	Труба	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	k	f_1	f_2	b	H	h	l	L	z	D	D_1	Вес кг
6	7/10	3/8"	13	20	3/8"	14	7	3	2	17	11	3	12	43	24	27,7	28	
10	10/14	3/4"	16	23,5	5/8"	20	7	3	3	18	12	4	15	49	27	31,2	32	
13	13/17	1"	20	29,5	3/4"	23,5	7	4	3	20	14	4	18	56	36	41,6	42	
19	21/25	1 1/4"	27	38	1 1/8"	34	7	4	4	22	18	5	20	65	46	53,1	54	
25	27/32	1 1/2"	33	44	1 1/4"	38	7	4	4	25	19	5	25	74	50	57,7	58	

Материал — сталь 2, удельный вес принят 7,85 кг/дм³.
Резьба трубная по ГОСТ 266.



Фиг. 310.

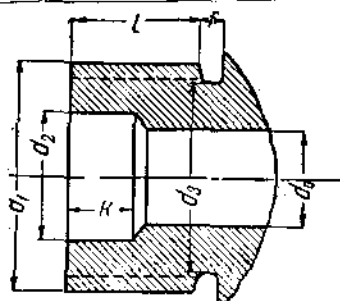
ТАБЛИЦА 77.

Условный проход d_n	Труба	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	f	b	c	H	L	S	D	k	e	Вес кг
6	7/10	3/8"	13	20	10,5	18	3	17	10	11	33	22	25,4	7	5	
10	10/14	3/4"	16	23,5	14,5	22	3	18	11	12	35	24	27,7	7	5	
13	13/17	1"	20	29,5	17,5	28	4	20	12	14	39	32	36,9	7	5	
19	21/25	1 1/4"	27	38	25,5	36	4	22	14	18	45	41	47,3	7	5	
25	27/32	1 1/2"	33	44	32,5	42	4	25	16	19	49	46	53,1	7	5	

Материал — сталь 2, удельный вес принят 7,85 кг/дм³.
Резьба трубная по ГОСТ 266.

НКТП СССР Насосо-компрессорное объединение	ПРОЕКТ СТАНДАРТА Аммиачные трубопроводы Концы цапковые арматуры	М Е Т А Л Л	
		Холодильные установки	20

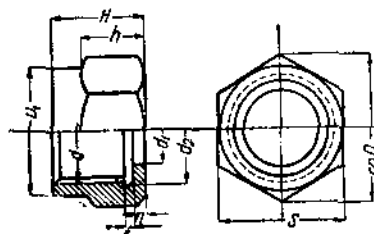
ТАБЛИЦА 78.

Фиг. 311.
Резьба
трубная
по ОСТ
266

Условный проход d_0	Труба	d_1	d_2	d_3	k	f	l
6	7/10	5/8"	13	20	7	3	17
10	10/14	3/4"	16	23,5	7	3	18
13	13/17	1"	20	29,5	7	4	20
19	21/25	1 1/4"	27	38	7	4	22
25	27/32	1 1/2"	33	44	7	4	25

НКТП СССР Насосо-компрессорное объединение	ПРОЕКТ СТАНДАРТА Аммиачные трубопроводы Гайки накидные	М Е Т А Л Л	
		Холодильные установки	21

ТАБЛИЦА 79



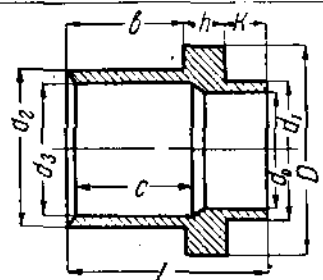
Фиг. 312.

Материал — сталь 2, удельный вес принят 7,85 кг/дм³.
Резьба трубная по ОСТ 266.

Условный проход d_0	Номинал. диам. d	d_1	d_2	n	f	H	h	S	D	D_1	Вес кг
6	5/8"	16	23,5	4	4	22	14	32	36,9	32	
10	3/4"	19,5	27	5	4	25	18	36	41,6	36	
13	1"	23	34	5	5	27	18	41	47,3	41	
19	1 1/4"	32	42	6	5	30	20	50	57,7	50	
25	1 1/2"	36,5	48	6	5	33	22	60	69,3	60	

НКТП СССР Насосо-компрессорное объединение	ПРОЕКТ СТАНДАРТА Аммиачные трубопроводы Ниппели	М Е Т А Л Л	
		Холодильные установки	22

ТАБЛИЦА 80.



Фиг. 313.

Материал — сталь 2, удельный вес принят 7,85 кг/дм³.

Условный проход d_0	Труба	D	d_1	d_2	d_3	b	c	h	k	L	Вес кг
6	7/10	19,5	12	15	10,5	8	10	5	5	18	
10	10/14	23	15	18,5	14,5	9	11	6	5	20	
13	13/17	28	19	22	17,5	9	12	6	5	20	
19	21/25	37	26	31	25,5	11	14	7	5	23	
25	27/32	43,5	32	37,5	32,5	12	16	7	5	24	

НКТП СССР Насосо-компрессорное объединение	ПРОЕКТ СТАНДАРТА Аммиачные трубопроводы Прокладки	М Е Т А Л Л	
		Холодильные установки	23

ТАБЛИЦА 81.

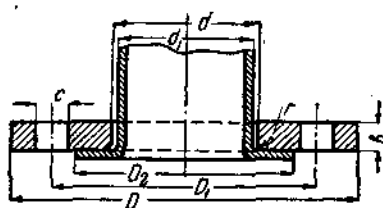


Фиг. 314.

Усл. ный проход d_0	D	d	s	Усл. ный проход d_0	D	d	s
6	19,5	12,5	3	19	37	26,5	3
10	23	15,5	3	25	43,5	32,5	3
13	28	19,5	3				

Толщина s указана ориентировочно.

ПРОМСТАНДАРТ ВСНХ СССР ВОМТ	ПРОЕКТ Рассольные трубопроводы Фланцы свободно-вращающиеся под обортовку	МЕТАЛЛ	
		Холодильные установки	66



Фиг. 315.

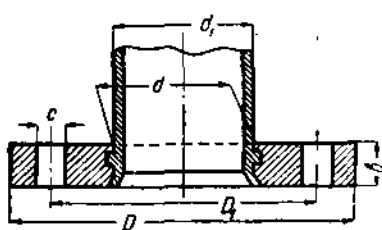
Материал — сталь, удельный вес принят 7,85 кг/дм³

Присоединительные размеры фланцев по ОСТ 745.

ТАБЛИЦА 82.

Условный проход d_0 мм	Внешний диаметр трубы d мм	Ф л а н е ц						Б о л т ы		Отбор- товка D_2	Вес кг
		D	D_1	d	b	c	r	Коли- чество	Диам- метр		
50	57	140	110	60	12	15	3	1	1/2"	90	1,12
65	76	160	130	80	12	15	3	4	1/2"	110	1,35
76	89	190	150	94	14	18	3	4	3/8"	128	2,24
100	108	210	170	113	14	18	3	4	5/8"	148	2,59
125	133	240	200	138	14	18	3	8	5/8"	178	3,10
150	159	265	225	164	14	18	3	8	5/8"	202	3,52
200	216	320	280	222	16	18	3	8	5/8"	258	4,98
250	273	375	335	279	20	18	3	12	5/8"	312	7,67
300	325	440	395	331	24	22	3	12	3/4"	365	11,56

ПРОМСТАНДАРТ ВСНХ СССР ВОМТ	ПРОЕКТ Рассольные трубопроводы Фланцы под развальцовку	МЕТАЛЛ	
		Холодильные установки	67



Фиг. 316.

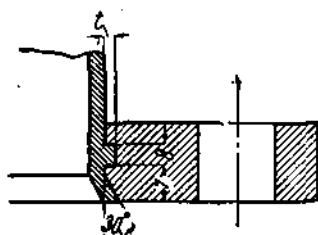


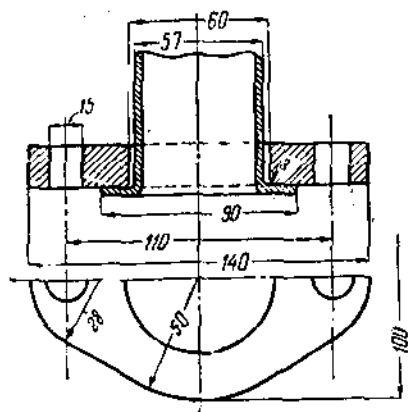
ТАБЛИЦА 83

Условный проход d_0 мм	Развальцовка и тисок					Услови- ный проход d_0 мм	Внеш- ний диаметр трубы d мм	Ф л а н е ц					Б о л т ы		Вес кг
	Колич.	a	w	t	y			D	D_1	d	b	c	Ко- лич.	Диам- метр	
50 ÷ 65 . .	1	7	3	1	3	50	57	140	110	57,5	16	15	4	1/2"	1,52
						65	76	160	130	76,5	16	15	4	1/2"	1,87
						76	89	190	150	89,5	18	18	4	3/8"	2,96
						100	108	210	170	108,5	18	18	4	3/8"	3,46
						125	133	240	210	133,5	20	18	8	5/8"	4,60
						150	159	265	225	159,5	20	18	8	5/8"	5,22

Материал — сталь, удельный вес принят 7,85 кг/дм³
Присоединительные размеры фланцев по ОСТ 745.

ПРОМСТАНДАРТ ВСНХ СССР ВОМТ	ПРОЕКТ Рассольные трубопроводы Фланец свободно-вращающийся под отбортовку, овальный	МЕТАЛЛ	
		Холодильные установки	68

Условный проход 50 мм



Фиг. 317.

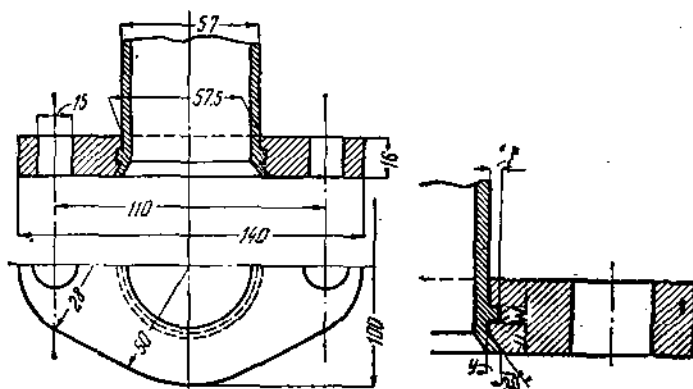
Материал — сталь, удельный вес принят 7,85 кг/дм³.

Таблица 84.

Услов- ный проход	Болты		Вес фланца кг
	Количе- ство	Диаметр	
50	2	1/2"	0,760

ПРОМСТАНДАРТ ВСНХ СССР ВОМТ	ПРОЕКТ Рассольные трубопроводы Фланец под развальцовку, овальный	МЕТАЛЛ	
		Холодильные установки	69

Условный проход 50 мм



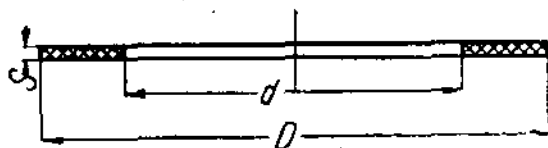
Фиг. 318.

Материал — сталь, удельный вес принят 7,85 кг/дм³.

Таблица 85.

Условный проход	Болты		Вес фланца кг
	Количество	Диаметр	
50	2	1/2"	0,830

ПРОМСТАНДАРТ ВСНХ ВОМТ	СССР	ПРОЕКТ Рассолные трубопроводы Прокладки	МЕТАЛЛ	
			Холодильные установки	70



Фиг. 319.

ТАБЛИЦА 86.

Условный проход	d	D	s
50	57	95	3
65	76	115	3
76	89	132	3
100	108	152	3
125	133	182	3
150	159	207	3
200	216	262	3
250	278	318	3
300	325	373	3

Толщина s указана ориентировочно для резиновых прокладок с пенъковой прослойкой.

Материал прокладок — рекомендуется резина с пенъковой прослойкой.

Присоединительные размеры по ОСТ 745.

Внутренние размеры d соответствуют наружным диаметрам труб.

ПОЯСНЕНИЕ К ПРОЕКТУ 70.

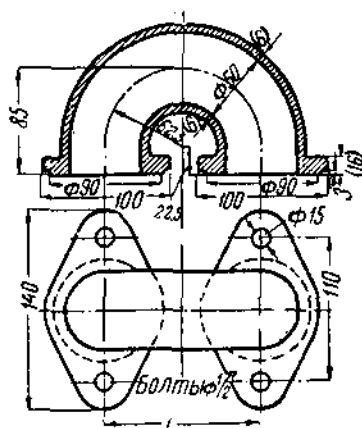
Согласно принятым присоединительным размерам фланцев по размерам диаметров выступов чугунных фланцев и отбортованных краев труб, исходя из условий получения достаточного уплотнения с помощью резиновой прокладки, определены размеры прокладок. Внутренние диаметры прокладок приняты равными внешним диаметрам труб, наружные диаметры из соображений плотности и удобства сборки несколько большими против диаметра отбортовки. Материалом прокладок рекомендуется резина с пенъковой прослойкой, каковой тип прокладок лучше всего зарекомендовал себя на практике и пользуется широким распространением при сборке рассолных систем и трубопроводов. Ориентируясь на резиновые прокладки с прослойкой, толщина таковых назначена равной 3 мм, что признано необходимым и достаточным.

ПРОМСТАНДАРТ
ВСНХ СССР
ВОМТ

ПРОЕКТ
Рассольные трубопроводы.
Колена двойные диаметром 50 мм

МЕТАЛЛ
Холодильные
установки **71**

Условный проход 50 мм



Фиг. 320.

Размеры, взятые в скобки, указаны как ориентировочные.
Материал — чугун.

Таблица 87.

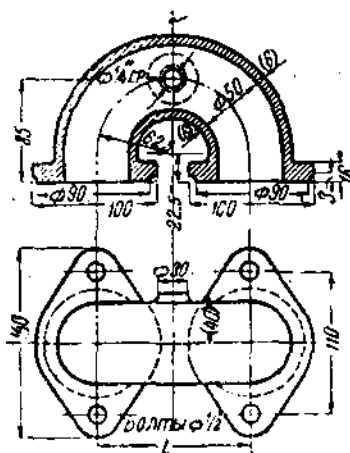
Условный проход	L
50	125 175

ПРОМСТАНДАРТ
ВСНХ СССР
ВОМТ

ПРОЕКТ
Рассольные трубопроводы.
Колена двойные диаметром 50 мм
с приливом

МЕТАЛЛ
Холодильные
установки **72**

Условный проход 50 мм



Фиг. 321

Размеры, взятые в скобки, указаны как ориентировочные.
Материал — чугун.

Таблица 88.

Условный проход	L
50	125 175

Условный проход 50 мм

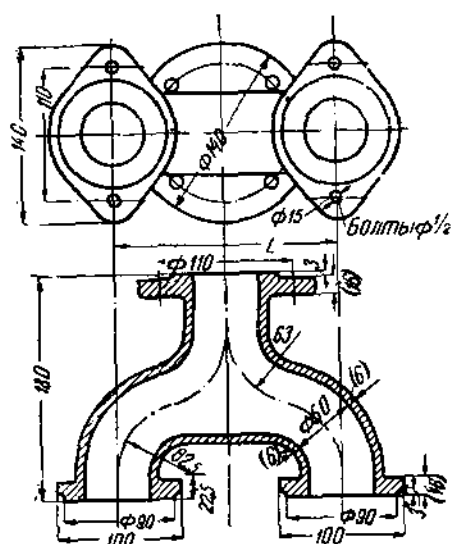


Таблица 89.

Условный проход	L
50	125 175

Фиг. 322

Размеры, взятые в скобки, указаны как ориентировочные.
Материал — чугун.

Условный проход 50 мм

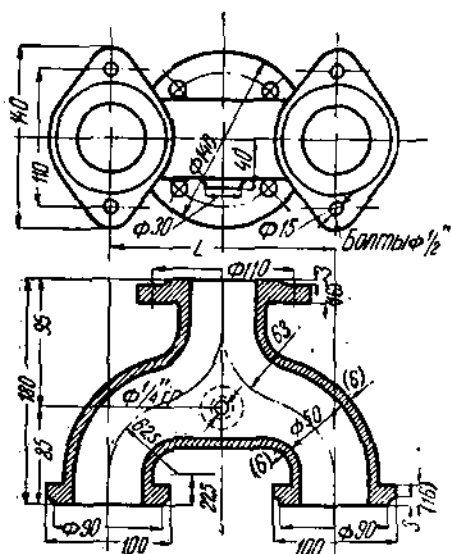
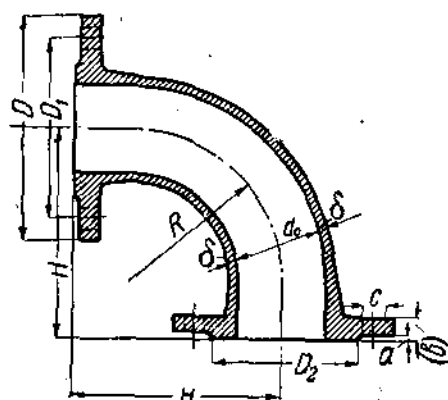


Таблица 90.

Условный проход	L
125	125 175

Фиг. 323.

Размеры, взятые в скобки, указаны как ориентировочные.
Материал — чугун.



Фиг. 324.

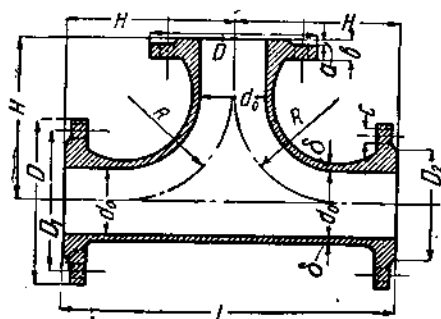
Таблица 91.

Услов- ный проход d_0	Корпус			Фланец						Болты		Вес кг
	H	R	δ	D	D ₁	D ₂	a	b	c	Количе- ство	Диаметр	
50	125	95	8	140	110	90	3	16	15	4	1/2"	
65	140	110	9	160	130	110	3	16	15	4	1/2"	
76	150	117	9	190	150	128	3	13	18	4	1/2"	
100	175	137	9	210	170	148	3	18	18	4	3/8"	
125	200	160	10	240	200	178	3	20	18	8	5/8"	
150	225	185	10	265	225	202	3	20	18	8	5/8"	
200	275	233	11	320	280	258	3	22	18	8	5/8"	
250	325	280	12	375	335	312	4	24	18	12	3/8"	
300	375	330	13	440	395	365	4	26	22	12	3/4"	

Размеры b , δ , взятые в скобки, указаны как ориентировочные.

Материал — чугун.

Присоединительные размеры фланцев по ГОСТ 745.



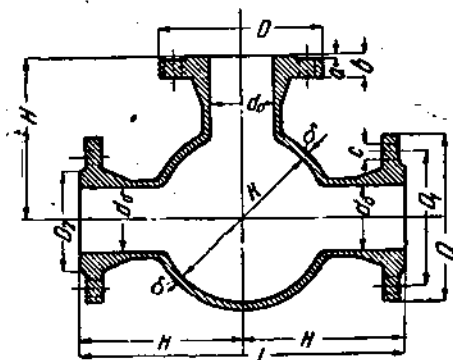
Фиг. 32а.

ТАБЛИЦА 92.

Услов- ный проход d_s	Корпус				Фланец						Болты		Вес кг
	H	L	δ	R	D	D_1	D_2	a	b	c	Количе- ство	Диаметр	
50	125	250	8	95	140	110	90	3	16	15	4	$1\frac{1}{2}''$	
65	140	280	9	110	160	130	110	3	16	15	4	$1\frac{1}{2}''$	
76	150	300	9	117	190	150	128	3	18	18	4	$5\frac{1}{8}''$	
100	175	350	9	137	210	170	148	3	18	18	4	$5\frac{1}{8}''$	
125	200	400	10	160	240	200	178	3	20	18	8	$5\frac{1}{8}''$	
150	225	450	10	185	265	225	202	3	20	18	8	$5\frac{1}{8}''$	
200	275	550	11	233	320	280	258	3	22	18	8	$5\frac{1}{8}''$	
250	325	650	12	280	375	335	312	4	24	18	12	$5\frac{1}{8}''$	
300	375	750	13	330	440	395	365	4	26	20	12	$5\frac{1}{8}''$	

Размеры b , δ , взятые в скобки, указаны как ориентировочные.
Материал - чугун.

Присоединительные размеры фланца по ОСТ 745.



Фиг. 326.

Таблица 93.

Условный проход Φ_0	Корпус				Фланец						Болты		Вес кг
	H	L	δ	K	D	D ₁	D ₂	a	b	c	Количе- ство	Диаметр	
50	125	250	8	100	140	110	90	3	16	15	4	1 1/2"	
65	140	280	9	125	160	130	101	3	16	15	4	1 1/2"	
76	150	300	9	140	190	150	128	3	18	18	4	3/8"	
100	175	350	9	175	210	170	148	3	18	18	4	5/8"	
125	200	400	10	215	240	200	178	3	20	18	8	3/8"	
140	225	450	10	250	265	225	202	3	20	18	8	3/8"	
200	275	550	11	325	320	280	258	3	22	18	8	3/8"	
250	325	650	12	400	375	335	312	4	24	18	12	5/8"	
300	375	750	13	475	440	395	365	4	26	22	12	3/4"	

Размеры b , δ , взятые в скобки, указаны как ориентировочные.

Материал — чугун.

Присоединительные размеры фланцев по ОСТ 745.

С С С Р	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 3753
Совет труда и обороны Всесоюзный комитет по стандартизации	АММИАК ЖИДКИЙ синтетический	

А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ.

Аммиак жидкий синтетический представляет собой сжиженный под давлением аммиачный газ, полученный синтетическим путем.

Б. ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ.

Жидкий аммиак изготавливается двух сортов:

- а) Сорт А — для холодильных машин; содержание влаги не более 0,2 %.

б) В — для прочих целей; 1,75 %.

В. УПАКОВКА И МАРКИРОВКА.

Аммиак сорта А сдается в стальных баллонах, окрашенных в желтый цвет. Норма наполнения — не более 1 кг аммиака на каждые 1,85 л емкости баллона. На баллоне должно быть обозначено: название завода, наименование продукта, вес и емкость баллона, отметка об испытании его на давление (гидравлическое) в 35 атмосфер с указанием завода, на котором оно производилось, и даты испытания.

Аммиак сорта В перевозится в специальных железнодорожных цистернах, испытанных на давление (гидравлическое) в 35 атмосфер.

Г. ПРАВИЛА ПРИЕМКИ.

а) Отбор проб.

Для взятия пробы отбирают не менее 5 % подлежащих сдаче баллонов. Баллон помещают на открытом воздухе на особую подставку в горизонтальном положении боковым отверстием вниз. Первую порцию аммиака следует спустить в какой-нибудь сосуд, пока не пойдет чистая жидкость; затем под отверстие подставляется аппарат Лисенко, в который осторожным открыванием вентиля наливается 200 см³ аммиака.

При цистернах средняя проба отбирается в количестве 500 см³.

Место отбора проб и выбор лаборатории для экспертного анализа устанавливаются соглашением сторон.

Примечание. Отбор пробы из цистерн производится на заводе при наполнении.

б) Методы испытаний.

1. Определение воды. Отобранную в аппарате Лисенко пробу ставят в вытяжной шкаф и предоставляют аммиаку свободно испаряться в течение нескольких часов (узкую часть прибора рекомендуется обернуть ватой ввиду возможности выбрасывания жидкости в начале испарения).

По окончании испарения отмечают объем остатка, представляющего собой концентрированный раствор аммиака, тщательно смывают его водой в стакан, ополаскивая аппарат несколько раз до нейтральной реакции смывной воды, и оттитровывают аммиак серной кислотой 0,5 N или 1,0 N (в зависимости от количества остатка); индикатор метилоранж. Умножив число куб. сантиметров серной кислоты, пошедших на титрование, на титр ее по NH₃, находят вес NH₃ в остатке. Полученный вес NH₃ и объем остатка приводят к 1 л по формуле:

$$\frac{b \cdot 1000}{a} = n \text{ (г) NH}_3 \text{ в 1 л,}$$

где a — объем остатка в приборе, b — вес NH₃ в остатке.

По нижеприводимой таблице Lunge и Wiernik'a, зная n , находят удельный вес остатка. Умножая удельный вес на объем, находят вес остатка.

Вычитая из веса остатка вес аммиака в нем, получают вес воды в остатке.

Процент воды во взятой пробе жидкого аммиака определяют по формуле:

$$\frac{\text{вес воды} \times 100}{200 \times 0,6820},$$

где 0,6820 — удельный вес жидкого аммиака при —33,5° Ц (температура испарения).

Таблица 94. Удельные веса растворов аммиака.

Уд. вес при 15° Ц	NH ₃ %	Содержание NH ₃ в г на 1 л	Уд. вес при 15° Ц	NH ₃ %	Содержание NH ₃ в г на 1 л
0,916	23,03	210,9	0,998	29,01	260,5
0,914	23,68	216,3	0,896	29,69	266,0
0,912	24,33	221,9	0,894	30,37	271,5
0,910	24,99	227,4	0,892	31,05	277,0
0,908	25,65	232,9	0,890	31,75	282,6
0,906	26,31	238,3	0,888	32,50	288,6
0,904	26,98	243,9	0,886	33,25	294,6
0,902	27,65	249,4	0,884	34,10	301,4
0,900	28,33	255,0	0,882	34,95	308,3

С С С Р Всесоюзный комитет по стандартизации при Совете труда и обороны	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 2381
	УГЛЕКИСЛОТА ЖИДКАЯ	МБИ (I.I.B.): 661.97
	техническая	Химия

А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ.

Жидкая углекислота есть двуокись углерода, сжиженная путем сжатия при температуре окружающей среды.

Б. ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ.

- а) Содержание двуокиси углерода CO_2 — не менее 98% (по объему).
- б) Содержание непоглощаемых едким кали газов (N_2 , O_2 , CO и др.) — не более 2% (по объему). В том числе окиси углерода CO — не более 0,05%.
- в) Содержание минеральных масел и глицерина — углекислота должна выдерживать пробу испытания.
- г) Содержание сернистой, азотистой и соляной кислот, сероводорода и аммиака — углекислота должна выдерживать пробу испытания.
- д) Содержание воды в баллоне — не более 0,1% (по весу углекислоты).

В. УПАКОВКА И МАРКИРОВКА.

- а) Жидкую углекислоту сдают в стальных баллонах, вмещающих 10 или 20 кг CO_2 . Баллоны могут быть наполнены углекислотой только в том случае, если они удовлетворяют соответствующим правилам НКТруда СССР, причем:
 1. Пробное давление должно быть не ниже 190 ат.
 2. Степень наполнения должна быть не более 1 кг на каждые 1,34 л емкости баллона.
 3. Разница в весе баллона, фактическом и выштампованном на стенке его, допускается не более 0,2 кг для баллонов емкостью в 10 кг и не более 0,4 кг — для баллонов емкостью в 20 кг.
 4. Резьба выходного штуцера вентиля должна быть правая и нормальная, диаметром 21,6 мм при 14 нитках на 25,4 мм (1 дюйм).
 - б) На каждом баллоне должно быть выштамповано: наименование завода, емкость баллона в литрах, дата испытания, пробное давление, вес тары и прочее, предусмотренное правилами НКТруда СССР.
 - в) Через отверстие в колпаке должна быть продета проволока, обернутая вокруг шпильки или вентиля, с пломбой на конце так, чтобы колпак нельзя было снять, не разорвав проволоку.
 - г) К баллонам должны быть прикреплены ярлыки с указанием:
 1. Баллоны с углекислотой не должны нагреваться выше 30° Ц и должны храниться в тени.
 2. Запрещается бросать баллоны и ставить их вблизи топок и печей.

Г. ПРАВИЛА ПРИЕМКИ.

а) Отбор проб.

1. Для испытания берут до 5% общего числа баллонов, подлежащих сдаче (в случае арбитражного анализа).
2. В случае расхождения результатов анализа пробные баллоны передаются для производства испытания в один из научных институтов.
3. Место отбора проб и выбор института для экспертного анализа устанавливаются соглашением сторон.

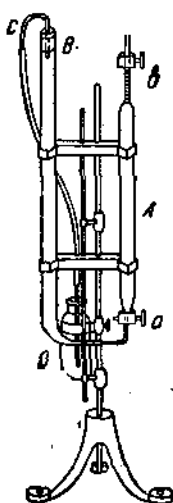
6) Методы испытаний.

1. Определение веса жидкой углекислоты. Не снимая заводской пломбы, взвешивают каждый баллон и вычитают вес тары, выштампованный на стенке баллона. Допускается разница веса в 0,2 кг на баллон емкостью в 10 кг и 0,4 кг — на баллон емкостью в 20 кг.
2. Определение исправности вентиля. Срываюи пломбу и отвинчивают предохранительный колпак, закрывающий вентиль. Не снимая запорной гайки, заглушки вентиля, вращают слева направо маховичок до отказа (при вентиле без маховичка — при помощи ключа). При этом вентиль не должен пропускать газа, и при погружении его в ведро с водой не должны выделяться пузырьки газа. Вентиль, открытый не полностью и пропускающий газ в незначительном количестве, а при полном открывании не пропускающий вовсе газа, считается исправным.
3. Содержание не поглощаемых едким кали газов (N_2 , CO , O_2 и др.). Содержание не поглощаемых КОН газов, растворенных в жидкой углекислоте и в просторстве вверху баллона, заполненного газообразной углекислотой, различно. Поэтому определение ведут в газе, выходящем из баллона, положенного горизонтально так, чтобы штуцер вентиля был направлен вверх.

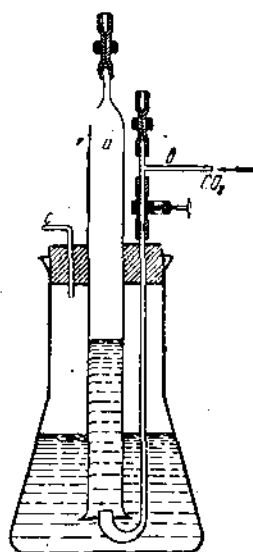
Для получения равномерного и достаточно слабого (для предупреждения разрыва стеклянной посуды) тока газа на боковой штуцер вентиля навинчивают редукционный вентиль, который регулируют таким образом, чтобы давление выходящее о газа было не выше 0,1 ат.

Редукционный вентиль можно заменить банкой, закрытой пробкой с двумя отверстиями. Через одно отверстие вставляется Т-образная трубка, а другое — остается открытым. Банка заполняется ртутью так, чтобы трубка была погружена в ртуть на 50 мм.

Один конец трубки соединяется с вентилем, а другой — с прибором для анализа. Аппарат для определения CO_2 (фиг. 327) состоит из бюретки *A* емкостью в 100 см³, верхние 5 см³ которой сужены и снабжены делениями в 0,05 см³. Бюретка, имеющая вверху двухходовой *b*, а внизу трехходовой *a* краны, соединена с сосудом *B*, который закрыт пробкой с стеклянной трубкой *c*. Трубка *c* соединена с банкой *D* емкостью в 250 см³, шлангом, опущенным в нее. Сосуд *B* заполняют раствором КОН (уд. вес 1,297) полностью, а банку *D* — наполовину.



Фиг. 327.



Фиг. 328.

Затем заполняют раствором КОН резиновую трубку, соединяющую сосуды *B* и *D*, выдуванием раствора через бюретку *A*.

После этого поднимают банку *D* до тех пор, пока прямое отверстие трехходового крана *a* не заполнится раствором. Кран *a* поворачивают так, чтобы бюретка сообщалась с атмосферой.

Приготовив таким путем аппарат, соединяют кран *b* с редукционным вентилем и пропускают в течение одной минуты газ через бюретку. Затем закрывают кран *a* так, чтобы бюретка не сообщалась ни с аппаратом, ни с атмосферой, кран *b* соединяют от редукционного вентиля и быстро открывают и закрывают для уравнивания давления в бюретке с атмосферным давлением.

Затем кран *a* поворачивают так, чтобы бюретка *A* сообщалась с прибором. Раствор КОН, поглощая CO_2 , будет заполнять бюретку.

Для лучшего поглощения банку *D* передвигают вверх и вниз.

Когда уровень КОН перестанет повышаться, поднимают банку *D* до тех пор, пока уровни раствора в бюретке *A* и в банке *D* не будут одинаковыми, и отсчитывают деления.

Два определения, произведенные из одного баллона газа, не должны отличаться больше чем на 0,05%. Температура испытуемого газа и аппарата во время анализа должна быть одинакова. Испытание может быть произведено и при помощи бюретки Гемпеля с трехходовым краном.

4. Содержание окиси углерода. Для собириания достаточного количества газа пользуются следующим аппаратом (фиг. 328). В широкогорлую колбу Эрленмейера, закрытую пробкой, вставляют цилиндр *a* емкостью в 100 см³, Т-образную трубку *b* с 2 зажимами и отводную трубку *c* загнутую на конце, или шоттовскую трубку. Колбу наполняют до половины раствором КОН (уд. вес 1,297) и высасыванием заполняют

трубку *b*. Затем аппарат взвешивают и соединяют с редукционным вентилем горизонтально расположенного баллона. Газ сначала пропускают через открытый верхний зажим, затем, быстро закрыв последний, пропускают газ через раствор. Когда накопится от 50 до 100 см³ непоглощенных КОН газов, приток газа прекращают и аппарат взвешивают. По разнице весов определяется количество CO₂, пропущенного через аппарат.

Затем помощью U-образной капиллярной трубки вытягивают газ в аппарат Гемпеля, где сначала поглощают кислород щелочным раствором пирогаллола, а затем окись углерода кислым или аммиачным раствором полухлористой меди.

Приготовление реактивов.

(Таблица 95).

1. Раствор пирогаллола. Растворяют 30 г пирогаллола в 60 см³ горячей воды и добавляют 160 см³ едкого кали (1:2).
2. Раствор полухлористой меди. Растворяют 35 г хлористой меди в 200 см³ концентрированной HCl, добавляют в избытке стружек меди и оставляют на 2 суток в закрытой посуде. Затем добавляют 60 см³ воды.
5. Содержание воды. Прокидывают баллон вентилем вниз и через 10 — 15 мин. медленно открывают вентиль, пока не прекратится вытекание воды. Собранную воду взвешивают.
6. Определение минеральных масел и глицерина. На вентиль (привязав у штуцера) баллона, положенного горизонтально, накладывают мешок из неплотной ткани и быстро выпускают газ. В мешке скопится CO₂ в твердом состоянии. Кусок твердой CO₂, около 10 г, кладут на фильтровальную бумагу. После испарения CO₂ не должно оставаться жирного пятна.
7. Определение сернистой и азотистой кислот. В колбу емкостью в 200 см³ наливают 100 см³ воды и 1 см³ 0,1 N раствора KMnO₄ и нагревают до 50° C. Затем в течение 15 мин. пропускают сильную струю CO₂ (3—4 пузырька в секунду). При этом раствор KMnO₄ не должен обесцвечиваться.
8. Определение соляной кислоты. В колбу наливают 100 см³ воды и 1 см³ 0,1 N раствора AgNO₃, подкисленного HNO₃, и пропускают в течение 15 мин. сильную струю CO₂ (3—4 пузырька в секунду). Не должно получаться молочной опалесценции.
9. Определение сероводорода. В колбу наливают 100 см³ воды и 2 см³ 5% раствора уксуснокислого свинца. Углекислоту пропускают в течение 5 мин. Осадок не должен окрашиваться и темнеть.
10. Определение аммиака. В колбу наливают 100 см³ воды и 10 см³ раствора Несслера и пропускают в течение 15 мин. сильную струю CO₂ (3—4 пузырька в секунду). Раствор не должен окрашиваться.

С С С Р Совет труда и обороны Всесоюзный комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 4569
	НАТРИЙ ХЛОРИСТЫЙ	Взамен ОСТ 704
	(реактив) NaCl; мол. вес — 58,35; log — 76604	

По количеству содержащихся в препарате примесей различают препараты „химически чистые“, „чистые для анализа“ и „чистые“.

А. ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ.

- Препарат представляет собой белый кристаллический порошок, растворимый в воде (в 100 г воды при 20° С растворяется 35,8 г NaCl). Водный раствор нейтрален.
- Содержание NaCl — не менее 99,80%.
- Наибольшие количества допустимых примесей:

(Таблица 96).

Допустимые примеси	Химически чистый в %	Чистый для анализа в %	Чистый в %
1. Нерастворимые в воде вещества	0,003	0,005	0,020
2. Сульфаты SO ₄	0,002	0,005	0,010
3. Азот N общий — из нитратов, нитритов и аммиака	0,0005	0,001	0,001
4. Кальций Ca	0,005	0,007	0,010
5. Магний Mg	0,002	0,003	0,005
6. Мышьяк As	0,00002	0,00005	0,0001
7. Тяжелые металлы	0,0005	0,0005	0,001
8. Железо Fe	0,0001	0,0003	0,0005
9. Калий K	0,010	0,020	0,040
10. Иод I	0,008	0,008	0,012

Б. УПАКОВКА и МАРКИРОВКА.

Препарат упаковывают в стеклянные банки с хорошо притертыми стеклянными или хорошими корковыми пробками по 0,1; 0,25; 0,5; 1; 2 или 5 кг нетто. Препарат „химически чистый“ упаковывают только в банки с притертыми пробками. Корковые пробки защищают снизу пергаментной бумагой. Сверху пробки закрывают пергаментной бумагой или эластичной капсулой. Каждая банка имеет этикетку с обозначением количества и квалификации препарата: „химически чистый“, „чистый для анализа“ или „чистый“, номера серии, номера анализа, знака контролера и ОСТ 4569.

В. ПРАВИЛА ПРИЕМКИ.

а) Отбор проб.

- Каждую банку всей партии подвергают наружному осмотру, после чего отбирают от 20 до 5% общего числа подлежащих сдаче банок. Из каждой отобранной банки берут в чистую, сухую банку равные количества препарата общим весом не менее 0,6 кг и тщательно перемешивают.

2. Среднюю пробу разделяют на три части, которые помещают в три чистые и сухие, запечатываемые затем стеклянные банки с хорошо притертыми пробками. Одну банку передают для анализа, другую — заинтересованному лицу, а третью хранят на складе на случай экспертного анализа. Место отбора проб, выбор лабораторий для анализа и срок хранения экспертной пробы устанавливаются соглашением сторон.

6) Методы испытаний.

Предлагаемая методика испытания относится к препарату „чистый для анализа“. При исследовании препаратов „химически чистый“ и „чистый“ методика остается та же с изменением соответственно стандарту этих препаратов числовых величин определяемых примесей и применяемых для сравнения типовых растворов.

1. Определение содержания NaCl . Точную навеску препарата (около 0,25 г) растворяют в 25 см^3 воды в мерной колбе на 100 см^3 ; подкислив раствор 10 см^3 азотной кислоты (уд. вес 1,15), прибавляют 50 см^3 0,1 N раствора азотнокислого серебра и, закрыв колбу пробкой, взбалтывают до тех пор, пока осадок не соберется в комки и находящийся над ним раствор не станет прозрачным. После этого колбу доливают до черты водой, раствор перемешивают и фильтруют через сухой фильтр. Отбросив первые 10 см^3 , берут 50 см^3 фильтрата, прибавляют к ним 1—2 см^3 раствора железомонийных квасцов и оттитровывают избыток серебра 0,1 N раствором роданистого аммония.

1 см^3 0,1 N раствора азотнокислого серебра соответствует 0,005835 г NaCl ; $\log$ — 76604.

2. Нерастворимые в воде вещества. 50 г препарата растворяют при нагревании в 200 см^3 воды. Раствор выдерживают в течение 1 часа на водяной бане, фильтруют через тигель Гуча, стеклянный Шотта или фарфоровый тигель с пористым дном, осадок промывают, сушат при 105—110° Ц и взвешивают. Вес осадка не должен превышать 0,005 г (для „химически чистого“ — 0,0015 г, для „чистого“ — 0,01 г).
3. Сульфаты (SO_4). 10 г препарата растворяют в 50 см^3 воды; раствор, если нужно, фильтруют, подкисляют 0,5 см^3 соляной кислоты, уд. вес 1,12, и прибавляют 2,5 см^3 10% раствора хлористого бария. Образующаяся через 2 часа муть не должна быть больше мути в растворе того же объема, содержащего те же количества хлористого натрия, свободного от SO_4 , соляной кислоты, хлористого бария и 0,5 мг SO_4 (для „химически чистого“ — 0,2 мг; для „чистого“ — 0,5 мг) при навеске в 5 г препарата.

Примечания: 1. Для приготовления типа растворяют в воде 0,7394 г высушенного при 100° Ц „химически чистого“ сернокислого натрия и полученный раствор доводят водой до 1 л — раствор А. 1 см^3 раствора А содержит 0,5 мг SO_4 .

2. Если нет хлористого натрия, не содержащего SO_4 , раствор его, не содержащий иона SO_4 , можно приготовить следующим образом: 100 г препарата растворяют в воде и доводят объем до 500 см^3 , раствор подкисляют 5 см^3 соляной кислоты, уд. вес 1,12, нагревают до кипения и прибавляют 25 см^3 10% раствора хлористого бария; через 15—18 час. прозрачную жидкость сифонируют с осадка, 53 см^3 этого раствора отвечают 10 г хлористого натрия.

Для сравнения „чистого“ препарата берут 26,5 см^3 этого раствора и доводят водой до 53 см^3 .

4. Азот (N) общий из нитратов, нитритов и аммиака. 5 г препарата растворяют в 50 см^3 воды, свободной от аммиака, прибавляют 20 см^3 10% раствора „химически чистого“ едкого натра и 0,5 г сплава Дебарда. Реакцию ведут в колбочке на 150 см^3 , закрытой пробкой с гуськом, содержащим серную кислоту (1:3), и оставляют на 3 часа, взбалтывая по временам. Раствор разбавляют водой до 100 см^3 , сифонируют 50 см^3 прозрачной жидкости и прибавляют 2 см^3 реактива Несслера. Образующаяся окраска не должна быть интенсивнее окраски, получающейся в растворе того же объема, содержащего 0,025 мг азота (для „химически чистого“ — 0,0125 мг, для „чистого“ — 0,025 мг). Типовой раствор прибавляют к раствору, содержащему то же количество щелочи и восстановленному сплавом Дебарда в тех же условиях.

Примечания: 1. Для приготовления типа растворяют в воде 3,819 г „химически чистого“ хлористого аммония, высушенного при 100° Ц, и доводят водой до 1 л — раствор А. 10 см^3 раствора А разбавляют водой до 400 см^3 — раствор Б. 1 см^3 раствора Б содержит 0,025 мг азота N.

2. При испытании „химически чистого“ препарата для сравнения берут 0,5 см^3 раствора Б, соответственно увеличив количество воды для уравнивания объема.

5. Кальций (Ca). 5 г препарата растворяют в 20 см³ воды, если нужно — фильтруют, прибавляют 0,5 г „химически чистого“ хлористого аммония, 1 см³ 5% раствора щавелевокислого аммония, 1 см³ 10% раствора аммиака и нагревают до кипения. Образующаяся через 1 час муть не должна быть больше мути в таком же объеме жидкости, содержащем 0,35 мг Са (для „химически чистого“ — 0,25 мг, для „чистого“ — 0,5 мг) и те же количества хлористого натрия, свободного от кальция, хлористого и щавелевокислого аммония и аммиака. Через 3 часа осадок кальция отфильтровывают и фильтрат сохраняют для определения магния.

Примечания: 1. Для приготовления типа растворяют в 20 см³ соляной кислоты (1:10) 0,6243 г „химически чистого“ углекислого кальция, высушенного при 100°С, и раствор доводят водой до 1 л — раствор А. 1 см³ раствора А содержит 0,25 мг Са.

2. При испытании препарата „чистого для анализа“ берут 1,4 см³ раствора А, для „чистого“ — 2 см³ раствора А, соответственно уменьшая количества воды для уравнивания объема.

6. Магний (Mg). К фильтрату, оставшемуся после определения кальция (п. 5), прибавляют еще 4 см³ 10% раствора аммиака, 2 см³ 10% раствора фосфорнокислого аммония и оставляют стоять 12 час. Выделившийся осадок не должен быть больше осадка, образующегося в растворе того же объема, содержащего 0,15 мг Mg (для „химически чистого“ — 0,1 мг, для „чистого“ — 0,25 мг), вышеуказанные количества хлористого, щавелевокислого и фосфорнокислого аммония, аммиака и 5 г хлористого натрия, не содержащего Mg.

Примечания: 1. Для приготовления типа растворяют в 15 см³ соляной кислоты (1:10) 0,1658 г „химически чистой“ окиси магния, высушенной при 100°С, и раствор доводят водой до 1 л — раствор А. 1 см³ раствора А содержит 0,1 мг Mg.

2. При испытании препарата „чистого для анализа“ берут 1,5 см³ раствора А, для „чистого“ — 2,5 см³, соответственно уменьшая количества воды для уравнивания объема.

7. Мышьяк (As). 5 г препарата (для „химически чистого“ — 10 г) растворяют в 50 см³ воды, прибавляют 7 см³ серной кислоты уд. вес 1,84 и вводят раствор в аппарат Хефти-Гуттцейта¹. Через 40 — 50 мин. окрашивание бумажки, пропитанной сулемой, не должно быть интенсивнее окраски, получающейся от 0,0025 мг As (для „химически чистого“ — 0,002 мг, для „чистого“ — 0,005 мг) в аппарате Хефти-Гуттцейта в условиях испытания.

Примечания: 1. Для приготовления типа растворяют 0,4 г возогнанного „химически чистого“ мышьяковистого ангидрида в необходимом для растворения количестве 10% раствора едкого натра и доводят полученный раствор водой до 1 л — раствор А. 8 см³ раствора А доводят водой до 1 л — раствор Б. 1 см³ раствора Б содержит 0,0025 мг As.

2. Для типа препарата „чистого“ берут 2 см³ раствора Б, для „химически чистого“ препарата — 0,8 см³ раствора Б.

8. Тяжелые металлы. 10 г препарата растворяют в 80 см³ воды, если нужно — фильтруют, прибавляют 1 см³ 100% „химически чистой“ уксусной кислоты и 20 см³ свежесготовленной сероводородной воды. Получающаяся через 10 мин. окраска не должна быть интенсивнее окраски раствора, содержащего 0,05 мг Pb (для „чистого“ — 0,1 мг Pb) в 80 см³ воды, подкисленной 1 см³ уксусной кислоты и также обработанного сероводородом.

Примечания: 1. Для приготовления типа растворяют 1,8305 г свежее перекристаллизованного „химически чистого“ уксуснокислого свинца в воде, подкисленной 1 см³ ледяной уксусной кислоты, и доводят раствор до 1 л — раствор А. 10 см³ раствора А разбавляют водой до 200 см³ — раствор Б. 1 см³ раствора Б содержит 0,05 мг свинца.

2. Для типа препарата „чистого“ берут 2 см³ раствора Б, соответственно уменьшая количество воды для уравнивания объема.

9. Железо (Fe). 3 г препарата растворяют в 30 см³ воды и при нагревании окисляют 0,25 см³ азотной кислоты, уд. вес 1,15, по охлаждении раствор, если нужно, фильтруют, затем переводят в цилиндр на 100 см³, прибавляют 0,5 см³ 4N серной кислоты, 8 см³ 4N раствора роданистого аммония, 20 см³ изоамилового спирта и доводят водой до метки. В другой такой же цилиндр берут те же количества воды, растворов серной и азотной кислот, роданистого аммония и изоамилового спирта, и из бюретки по каплям прибавляют раствор железозамонийных квасцов, содержащий в 1 см³ 0,01 мг Fe, до уравнивания окраски слоев изоамилового спирта в проходящем свете. По числу израсходованных куб. сантиметров типового раствора вычисляют содержание Fe.

¹ Тредвелл, Количественный анализ, стр. 155, вып. 1, т. II, 1927.

Примечание. Для приготовления типа растворяют 0,8635 г „химически чистых“ железоммонийных квасцов в воде, подкисленной 4 см³ серной кислоты, уд. вес 1,84, и доводят водой до 1 л — раствор А. 10 см³ раствора А разбавляют водой до 100 см³ — раствор Б. 1 см³ раствора Б содержит 0,01 мг Fe. Раствор Б годен в день его приготовления.

10. Калий (К). 3 г препарата растворяют в 15 см³ воды, если нужно — фильтруют и прибавляют 5 см³ 20% раствора кобальтнитрита натрия. Образовавшийся через 24 часа осадок не должен быть больше осадка, получающегося через 24 часа в растворе такого же объема, содержащего 0,6 мг калия (для „химически чистого“ — 0,3 мг, для „чистого“ — 1,2 мг), 5 см³ 20% раствора кобальтнитрита натрия и 3 г „химически чистого“ хлористого натрия, свободного от калия.

Примечания: 1. Для приготовления типа растворяют 0,572 г „химически чистого“ хлористого калия в воде и доводят водой до 1 л — раствор А. 1 см³ раствора А содержит 0,3 мг К.

Для типа „химически чистого“ препарата берут 1 см³ раствора А, для „чистого“ — 4 см³, соответственно увеличивая или уменьшая количества воды для уравнивания объема.

2. Реактив кобальтнитрит натрия готовят следующим образом: 50 г азотнокислого кобальта („чистого для анализа“) вносят при помешивании, при 45 — 50° С, в раствор 150 г азотистокислого натрия в 150 см³ воды, прибавляют к смеси 25 см³ ледяной уксусной кислоты, фильтруют и продувают через раствор в течение 1 часа воздух для удаления свободной HNO₂. После этого соль высаживают 150 см³ 95% спирта, промывают на отсасывательной воронке эфиром и сушат.

11. Иод (J). 2 г препарата растворяют в 20 см³ воды, если нужно — фильтруют, прибавляют 0,5 см³ раствора крахмала (1:300) и 0,5 см³ 3% раствора хлорного железа. Появляющаяся через 20 мин. синяя окраска не должна быть интенсивнее окраски раствора, содержащего в том же объеме 0,16 мг J (для „химически чистого“ — 0,16 мг, для „чистого“ — 0,24 мг) и те же количества крахмала, хлорного железа и хлористого натрия, не содержащего иода.

Примечания: 1. Для приготовления типа растворяют в воде 1,308 г „химически чистого“ иодистого калия и раствор доводят водой до 1 л — раствор А. 10 см³ раствора А разбавляют водой до 100 см³ — раствор Б. 1 см³ раствора Б содержит 0,1 мг J.

2. Для типов препарата „чистого для анализа“ берут 1,6 см³ раствора Б, для „чистого“ препарата — 2,4 см³, соответственно уменьшая количества воды для уравнивания объема.

Все нефелометрические определения ведут в колбочках Эрленмейера соответствующего размера.

Все колориметрические определения ведут в цилиндрах.

С С С Р	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 4100
Совет труда и обороны	КАЛЬЦИЙ ХЛОРИСТЫЙ технический (плавленый)	
Всесоюзный комитет по стандартизации		

А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ.

Хлористый кальций технический представляет собой хлористоводородную соль кальция, расплавленную в своей кристаллизационной воде.

Б. ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ.

(Таблица 97).

	1-й сорт в %	2-й сорт в %	3-й сорт в %
1. Хлористого кальция CaCl_2 безводного не менее	72,0	66,0	67,0
2. Хлористого магния MgCl_2 не более	1,3	1,3	Не норм.
3. Хлористого натрия NaCl не более	2,0	2,9	Не норм.
4. Хлорноватокислого калия KClO_3 не более.	Отсутствие	Отсутствие	1,5
5. Нерастворимого в воде остатка (прокаленного) не более.	0,2	0,2	0,2
6. Хлорного железа в пересчете на Fe не более.	Отсутствие	0,03	0,07

В. УПАКОВКА И МАРКИРОВКА.

Хлористый кальций упаковывают в железные барабаны весом в 160 кг. На каждом барабане должно быть обозначено: наименование треста и завода, название продукта, вес брутто и нетто и ОСТ 4100.

Г. ПРАВИЛА ПРИЕМКИ.

а) Отбор проб.

1. Для приготовления проб отбирают не менее 2% подлежащих сдаче барабанов. Ула-рами молота по стенкам барабана разрыхляют его содержимое, вскрывают барабан по продольному шву и быстро отбирают пробу из разных мест. Крупные куски при этом разбивают на небольшие и помещают их в банку с притертой пробкой.
2. Взятые пробы быстро перемешивают и отбирают среднюю пробу весом около 1,5 кг, которую помещают в три чистые и сухие банки с притертыми пробками.
3. Банки запечатывают печатями поставщика и покупателя. Одна банка остается у поставщика, другую передают покупателю, а третья хранится у поставщика на случай экспертного анализа. Выбор лаборатории для экспертного анализа, срок хранения экспертной пробы и место отбора проб устанавливаются соглашением сторон.

б) Методы испытаний.

1. Определение нерастворимого остатка. Навеску хлористого кальция около 20 г, взятую в стаканчике с притертой пробкой, переносят в небольшой стакан и растворяют в воде. Не растворившийся в воде остаток собирают на беззольном фильтре и промывают водой до исчезновения реакции на хлор. Фильтрат собирают в мерную колбу на 1 л, дополняют водой до метки и оставляют для последующих определений. Фильтр с осадком сжигают в тигле, затем тигель прокалывают и по охлаждении в эксикаторе взвешивают.

2. Определение хлористого кальция. 50 см³ фильтрата после определения нерастворимого остатка (п. 1) разбавляют горячей водой до 200 см³ и, прибавив 20 см³ 10 % раствора NH₄Cl, нагревают до кипения. К горячему раствору прибавляют 15 см³ 8 % раствора щавелевой кислоты, 5 см³ соляной кислоты (уд. вес 1,19), несколько капель метилоранжа и небольшими порциями — при постоянном помешивании и продолжая подогревание раствора — разбавленный раствор аммиака лишь до появления желтого окрашивания (избыток аммиака вредит). После этого приливают 10 см³ горячего 4 % раствора щавелевокислого аммония, дают стоять 4 часа, затем отфильтровывают щавелевокислый кальций и промывают теплым 1 % раствором щавелевокислого аммония. В полноте промывки убеждаются по отсутствию осадка от азотнокислого серебра, прибавляемого к небольшой порции фильтрата, подкисленной азотной кислотой.

Осадок подсушивают в сушильном шкафу, затем переносят вместе с фильтром в поместительный платиновый тигель и сжигают. При этом необходимо быть очень осторожным, так как при быстром выделении окиси углерода могут произойти потери.

После сгорания фильтра тигель закрывают и сильно нагревают сначала на обычном пламени горелки и, наконец, на паяльном огне в течение 20 мин.

Взвешивание тигля как с осалком, так и без него производится в стаканчике с притертой пробкой, который ставится при охлаждении тигля в эксикатор рядом с тиглем. Прокаливание, охлаждение и взвешивание повторяют до получения постоянного веса.

Привес в тигле CaO пересчитывают на CaCl₂, умножая на 1,9793.

3. Определение хлористого магния. Фильтрат от второго определения выпаривают в платиновой или фарфоровой чашке и прокаливанием удаляют аммонийные соли. Полученный остаток растворяют в небольшом количестве разбавленной соляной кислоты, и выделившийся углерод отфильтровывают и промывают. Фильтрат нейтрализуют аммиаком, после чего прибавляют 1 см³ соляной кислоты (уд. вес 1,19), 10 см³ 10 % раствора Na₂HPO₄ · 12 H₂O нагревают до кипения и прибавляют сразу 1/3 объема всей жидкости 10 % раствора аммиака; дают охладиться, через некоторое время фильтруют, промывают 2 1/2 % раствором аммиака и, высушив осадок насколько возможно, переносят его во взвешенный тигель. Фильтр сжигают в платиновой спирали и золу присоединяют к главной массе, находящейся в тигле. После этого тигель, прикрыв крышкой, нагревают сначала на малом пламени до исчезновения запаха аммиака, затем сильнее и, наконец, на паяльном огне. Полученный привес в тигле пересчитывают на MgCl₂, умножая на 0,8552.

4. Определение железа. Из колбы пипеткой отбирают 10 см³ фильтрата, после определения нерастворимого остатка (п. 1), добавляют 15 см³ воды, 0,5 см³ не содержащей железа азотной кислоты (уд. вес 1,2), нагревают до кипения, охлаждают и переносят в цилиндр с притертой пробкой на 50 см³, прибавляют 0,5 см³ соляной кислоты (уд. вес 1,19), 15 см³ изоамилового спирта, 5 см³ 10 % раствора роданистого аммония и хорошо взбалтывают.

В другой такой же цилиндр берут те же количества воды, соляной и азотной кислот, роданистого аммония и спирта и из бюретки прибавляют типовой раствор железа, содержащий в 1 см³ 0,01 мг Fe до уравнения окраски слоев спирта в обоих цилиндрах. Сравнение окрасок производится каждый раз после взбалтывания содержимого обоих цилиндров. Равенство объемов в цилиндрах поддерживают прибавлением воды.

Примечание. Для приготовления типового раствора Fe растворяют 0,864 г химически чистых железных квасцов в воде, подкисленной 4 см³ серной кислоты (уд. вес 1,84), и доводят водой до 1 л. 10 см³ этого раствора доводят водой до 100 см³. 1 см³ последнего (разбавленного) раствора содержит 0,01 мг Fe. Разбавленный раствор годен в день его приготовления.

5. Определение хлористого натрия. 50 см³ фильтрата после определения нерастворимого остатка (п. 1) вливают в мерную колбу на 200 см³, подкисляют слегка азотной кислотой и добавляют избыток титрованного 0,1 N раствора азотнокислого серебра, после чего колбу закрывают пробкой и взбалтывают до тех пор, пока осадок хлористого серебра не соберется в комки, а находящийся над ним раствор не станет прозрачным.

После этого колбу дополняют водой до метки, перемешивают и фильтруют через сухой фильтр. Первые 10 см³ фильтрата отбрасывают. Для титрования берут 50 см³, прибавляют к ним 1—2 см³ раствора железозамонийных квасцов и оттитровывают обратно избыток серебра 0,1 N раствором роданистого аммония. Общее процентное содержание хлора определяется по формуле:

$$x = \frac{0,003546 (A - Ap) \cdot 20 \cdot 100}{B}, \quad (1)$$

где A — количество куб. сантиметров 0,1 N раствора азотнокислого серебра; p — количество куб. сантиметров 0,1 N раствора роданистого аммония, пошедших на титрование 50 см^3 фильтрата; B — навеска.

Процентное содержание хлористого натрия определяется по формуле:

$$[x - (\% \text{CaCl}_2 \cdot 0,6390 + \% \text{MgCl}_2 \cdot 0,7446 + \% \text{Fe} \cdot 1,9051)] \cdot 1,6486, \quad (2)$$

где 0,6390 — коэффициент для пересчета CaCl_2 на хлор

0,7446	:	:	:	MgCl_2	:	:
1,9051	:	:	:	Fe	:	:
1,6486	:	:	:	хлор на NaCl	:	:

x — процентное содержание хлора, вычисленное по формуле (1).

6. Определение хлората калия (хлорноватокислого калия KClO_3). Необходимые растворы: 1) 0,1 N, раствор As_2O_3 (готовится обычным способом с прибавлением NaHCO_3 ; Тредвелл, т. II, ч. 2, 128 стр., изд. 2, 2) 0,1 N раствор бромата калия (KBrO_3).

К 50 см^3 раствора As_2O_3 в колбе Эрленмейера прибавляют раствор из 2 г испытуемого хлористого кальция в 25 см^3 воды, 0,05 г бромистого калия и соляной кислоты (уд. вес 1,19) из расчета, чтобы на каждые 7 см^3 нейтрализованной жидкости был прибавлен 1 см^3 соляной кислоты (уд. вес 1,19), затем кипятят на слабом огне в течение 15 мин. прикрыв колбу воронкой.

После этого жидкость охлаждают до 60° Ц и, прибавив несколько капель метило-ранжа, оттитровывают избыток As_2O_3 броматом до исчезновения розовой окраски. Титрование ведут медленно, приливая бромат по каплям и с паузами, особенно к концу титрования. Если температура во время титрования падает ниже 50° Ц, то раствор подогревают.

Коэффициент для пересчета на KClO_3 — 0,002043.

С С С Р Совет труда и обороны Комитет по стандартизации	ОБЩЕСОЮЗНЫЙ СТАНДАРТ	ОСТ 458
	МАСЛО „ФРИГУС“	МБИ (I.I.V.): 665.4

А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ.

Маслом „Фригус“ называется смазочное масло, получаемое из нефти и применяемое для смазки компрессоров холодильных установок, работающих на аммиаке или углекислоте

Б. ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ.

(Таблица 98).

1. Внешний вид — маслянистая, подвижная, прозрачная жидкость красного цвета.
2. Удельный вес при 15° Ц 0,880—0,900.
3. Температура вспышки по Бренкену не ниже 160° Ц.
4. Вязкость по Энглеру при 50° Ц 2,0—2,3.
5. Натровая проба не ниже балла 1.
6. Содержание золы не более 0,05 %.
7. Температура застывания не выше 20° Ц.
8. Механических примесей, в том числе воды Отсутствие.
9. Свободных минеральных кислот Отсутствие.

Примечания. 1. Отклонения в удельном весе не служат основанием для браковки масла.

2. Химический состав масла не нормируется.

В. УПАКОВКА.

Масло „Фригус“ отпускается потребителям в деревянных эмалированных бочках или в металлических бидонах.

Г. ПРАВИЛА ПРИЕМКИ.

а) Отбор проб.

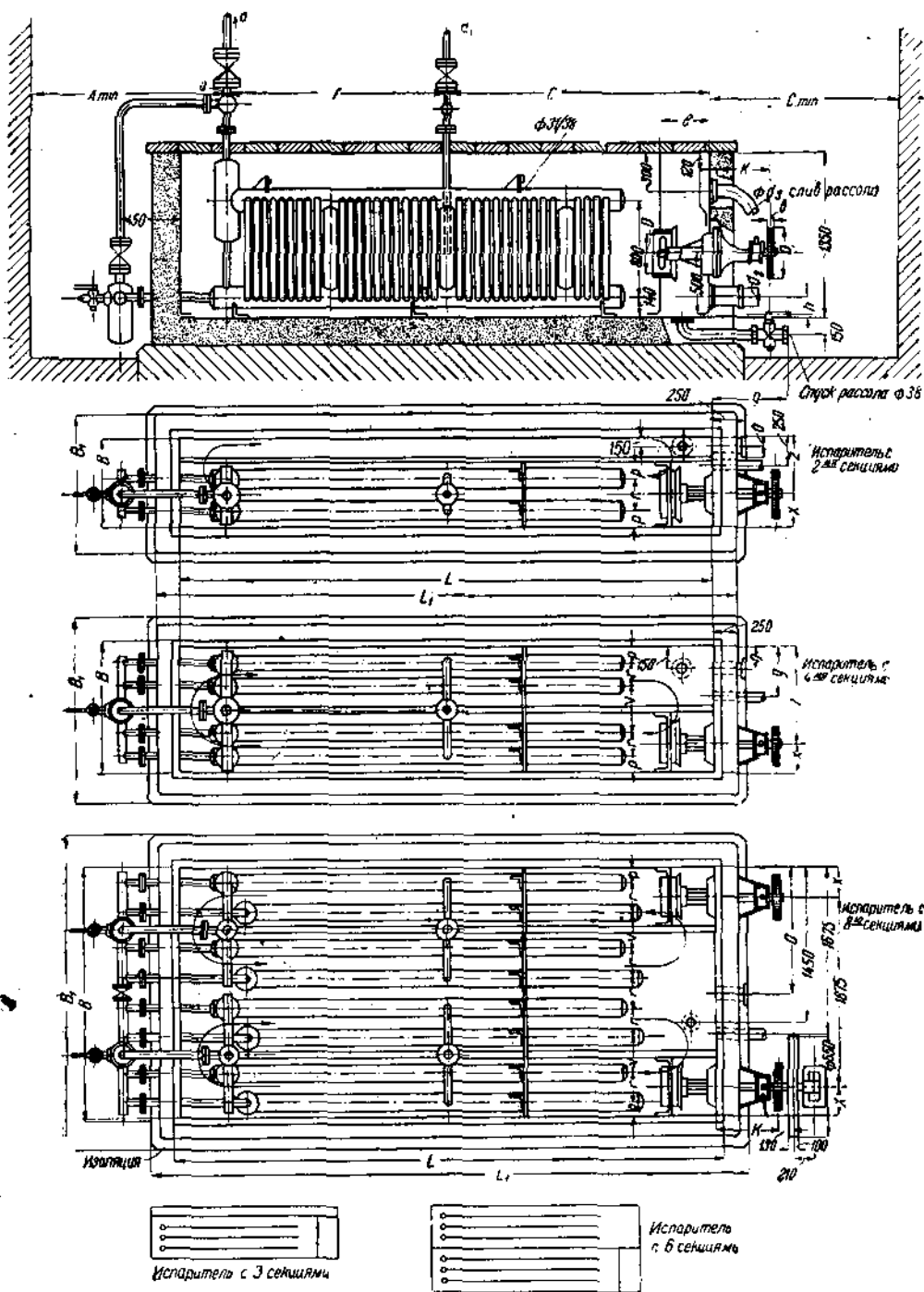
Отбор проб — см. ОСТ 314.

б) Методы испытаний.

Методы испытаний — см. Библиотека ОСТ № 5 „Методы испытаний нефтепродуктов“

1. Удельный вес § 1
2. Температура вспышки по Бренкену § 5 В
3. Вязкость по Энглеру § 7
4. Натровая проба § 9 Б
5. Содержание золы § 10 В
6. Температура застывания § 17 А
7. Определение механических примесей § 3
8. Содержание минеральных кислот § 12

Методы испытаний являются рекомендуемыми.

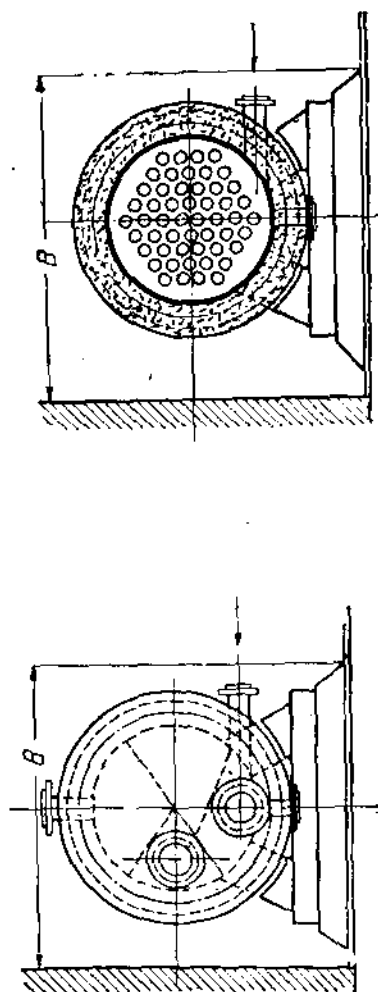
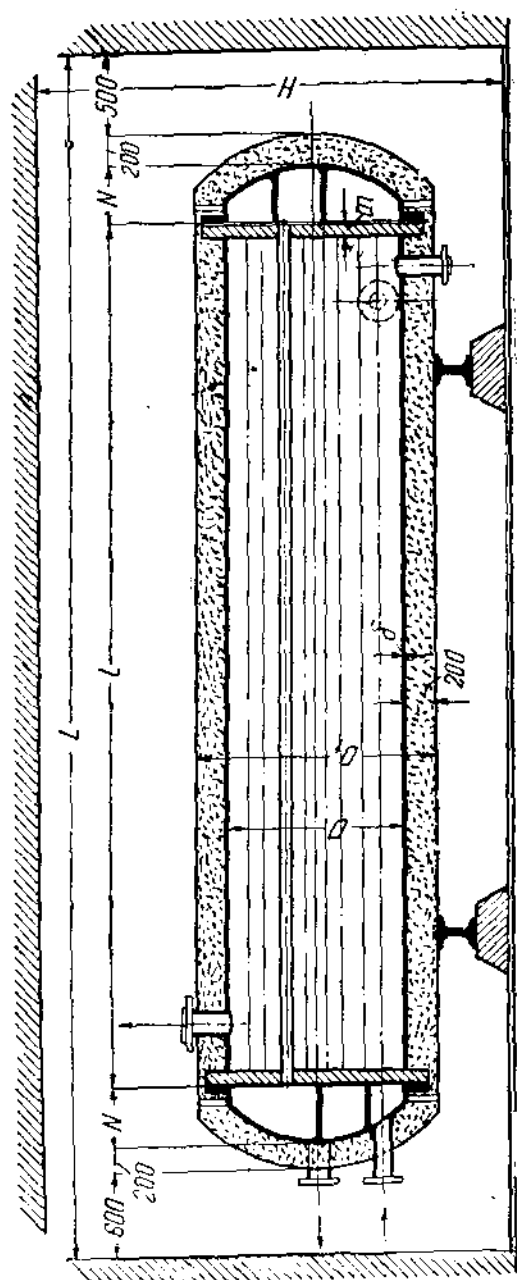


Фиг. 329.

Таблица 99.

Испарители Линде завода „Компрессор“ (фиг. 323).

Охлаждающая поверхность испарителя $F, \text{м}^2$	12	15	18	20	22,5	25	30	40	45	50	60	60	75	80	90	100	120	160	200
Секции	$F_1, (\text{м}^2)$	6 2	7,5 2	10 2	12,5 2	15 3	18 3	22,5 3	25 3	30 4	35 4	40 4	45 4	50 4	60 4	60 4	75 4	80 4	90 4
Бак	p	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5	132,5
r	255	255	255	255	255	255	255	255	255	255	255	255	255	255	255	255	255	255	255
v	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
B	720	720	720	720	720	720	720	720	720	720	720	720	720	720	720	720	720	720	720
L	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
e	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
d	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38
d'	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Аммиачный трубопровод	a	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
f	275	275	275	275	275	275	275	275	275	275	275	275	275	275	275	275	275	275	275
c	1340	852,5	1340	852,5	1340	852,5	1340	852,5	1340	852,5	1340	852,5	1340	852,5	1340	852,5	1340	852,5	1340
d_2	885	1722,5	885	1722,5	885	1722,5	885	1722,5	885	1722,5	885	1722,5	885	1722,5	885	1722,5	885	1722,5	885
Расходный штуцер	o	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65
h	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180
D	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
D_1	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
b	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
k	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245
x	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260
z	460	460	460	460	460	460	460	460	460	460	460	460	460	460	460	460	460	460	460
$\lambda, \text{с.}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Мешалка	$\lambda, \text{с.}$	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
$\lambda, \text{с.}$	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
Сливная труба	d_s	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75
Спускная труба	g	480	480	480	480	480	480	480	480	480	480	480	480	480	480	480	480	480	480
Фундамент	L_f	3100	3450	3100	3450	3100	3450	3100	3450	3100	3450	3100	3450	3100	3450	3100	3450	3100	3450
B_1	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Габарит	A	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
C	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600
Вес в тоннах	G	1,17	1,39	1,51	1,80	1,82	2,10	2,50	2,85	3,35	3,65	3,95	4,05	5,00	5,00	5,60	5,45	7,05	—
Объем рассола	$V, (\text{м}^3)$	2,0	2,2	2,65	2,75	3,0	3,1	3,5	4,25	5,1	4,8	6,5	5,2	7,0	7,0	7,75	8,1	10,0	13,5
																			16,0



Фиг. 330.

Таблица 100.
Установочные размеры кожухо-трубчатых испарителей (фиг. 330).

№ попор.	Общая холодопроизводительность из одительности кал/час	Поверхность охлаждаемая м^2	Испарительные трубы			Необходимые габариты при установке			Основные размеры испарителей					Вес		Количество хвостов	
			Количество штук	Длина мм	Диаметр мм	L мм	B мм	D ₁ мм	I мм	D мм	δ мм	t мм	N мм	Общий кг	На 1 000 кал/час кг		На 1 м^2 охл. пов. кг
1	45 500	20,37	35	3 660	50	5 700	1 100	920	3 660	508	6,4	35	270	1 780	39,0	87,5	
2	53 200	23,70	35	4 270	50	6 300	1 100	920	4 270	508	6,4	35	255	1 875	35,0	79,5	
3	61 000	27,10	35	4 880	50	6 900	1 100	920	4 880	503	6,4	35	260	2 150	35,5	79,5	
4	68 500	30,50	35	5 490	50	7 500	1 100	920	5 490	508	6,4	35	255	2 180	31,8	71,5	
5	69 500	30,50	53	3 660	50	5 700	1 200	1 050	3 660	609	8,0	35	270	2 460	35,5	79,5	
6	80 500	35,90	53	4 270	50	6 300	1 200	1 025	4 270	609	8,0	35	265	2 680	33,0	74,5	
8	92 500	41,20	53	4 880	50	6 900	1 200	1 025	4 880	609	8,0	35	260	2 860	31,0	69	
7	104 000	46,30	53	5 490	50	7 500	1 200	1 025	5 490	609	8,0	35	255	3 140	30,2	68	
9	105 000	46,70	80	3 660	50	5 700	1 350	1 178	3 660	762	8,0	35	270	3 145	30,0	57,5	
10	121 500	54,30	80	4 270	50	6 300	1 350	1 178	4 270	762	8,0	35	265	3 510	29,5	65,3	
11	140 000	62,00	80	4 880	50	6 900	1 350	1 178	4 880	762	8,0	35	260	3 590	28,2	58	
12	157 000	69,80	80	5 490	50	7 500	1 350	1 178	5 490	752	8,0	35	255	4 320	27,6	61,7	
13	178 000	79,40	136	3 660	50	5 700	1 500	1 334	3 660	915	9,5	35	270	4 730	26,6	59,5	
14	208 000	92,30	136	4 270	50	6 300	1 500	1 334	4 270	915	9,5	35	255	5 250	25,2	57	
15	237 000	105,20	136	4 880	50	6 900	1 500	1 334	4 880	915	9,5	35	260	5 995	24,0	54	
16	240 000	107,00	184	3 660	50	5 700	1 650	1 485	3 660	1 066	9,5	35	270	6 250	26,0	58,5	
17	265 000	118,80	136	5 490	50	7 500	1 500	1 334	5 490	915	9,5	35	255	6 500	24,5	54,5	
18	280 000	125,00	184	4 270	50	6 300	1 650	1 485	4 270	1 066	9,5	35	265	6 750	24,0	54	
19	325 000	143,00	184	4 880	50	6 900	1 650	1 485	4 880	1 066	9,5	35	260	7 430	22,8	52	
20	355 000	157,60	270	3 660	50	5 700	1 850	1 695	3 660	1 270	12,7	35	270	8 050	22,5	51	
21	365 000	160,50	184	5 490	50	7 500	1 650	1 485	5 490	1 066	9,5	35	255	8 150	22,2	50,5	
22	400 000	178,00	184	6 100	50	8 100	1 650	1 485	6 100	1 066	9,5	35	250	8 750	21,8	49	
23	415 000	183,20	270	4 270	50	6 300	1 850	1 695	4 270	1 270	12,7	35	265	10 300	24,8	56,3	
24	475 000	210,70	270	4 880	50	6 900	1 850	1 695	4 880	1 270	12,7	35	265	11 200	23,6	53,3	
25	530 000	235,70	270	5 490	50	7 500	1 850	1 695	5 490	1 270	12,7	35	255	12 220	23,0	57,2	
26	550 000	261,00	270	6 100	50	8 100	1 850	1 695	6 100	1 270	12,7	35	250	13 100	22,0	50,3	

Таблица 101.

Вертикальные кожухо-трубчатые конденсаторы (Schell and Tube)
(фиг. 156).

№ по пор.	Нагрузка кон-денсатора кал/час	Диаметр кожуха мм	Число труб диаметром 2"	Длина охла-жающих труб мм	Охлаждающая поверхность труб м²	Вес конденсатора в кг		Стоимость в дол-ларах	
						Общий	На 1 000 кал	Общая	На 1 000 кал
1	137 000	610	60	3 660	35,0	2 085	15,2	1 350	9,86
2	160 000	610	60	4 270	40,7	2 345	14,7	1 473	9,21
3	183 000	610	60	4 880	46,6	2 600	14,2	1 610	8,82
4	206 500	610	60	5 490	52,5	2 860	13,9	1 730	8,40
5	220 000	762	96	3 660	56,0	3 040	13,8	1 890	8,60
6	256 000	762	96	4 270	65,3	3 480	13,6	2 080	8,12
7	293 000	762	96	4 880	74,6	3 925	13,4	2 285	7,82
8	329 000	762	96	5 490	83,9	4 230	12,8	2 440	7,23
9	346 000	915	151	3 660	88,0	4 540	13,1	2 690	7,73
10	402 000	915	151	4 270	100,2	5 150	12,8	2 930	7,30
11	460 000	915	151	4 880	117,2	5 750	12,5	3 200	6,97
12	519 000	915	151	5 490	132	6 400	12,3	3 455	6,66
13	493 000	1 066	216	3 660	126,0	6 070	12,3	3 440	6,99
14	576 000	1 066	216	4 270	147,0	6 920	12,0	3 750	6,53
15	660 000	1 066	216	4 880	167,5	8 100	12,2	4 150	6,30
16	743 000	1 066	216	5 490	188,2	8 560	11,6	4 530	6,10
17	706 000	1 270	308	3 660	179,6	8 600	12,2	5 770	8,17
18	822 500	1 270	308	4 270	209,0	9 800	11,9	6 450	7,75
19	941 000	1 270	308	4 880	239,0	10 980	11,7	7 135	7,57
20	1 055 000	1 270	308	5 490	269,0	12 150	11,5	7 810	7,40

Таблица 102.

Установочные размеры кожухо-трубчатых конденсаторов завода Карбондейль
(фиг. 331).

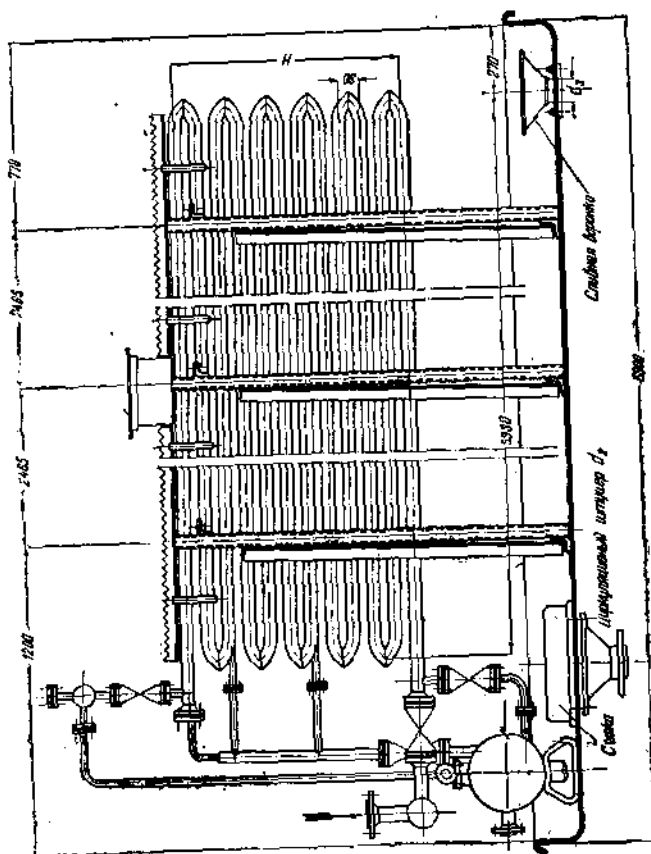
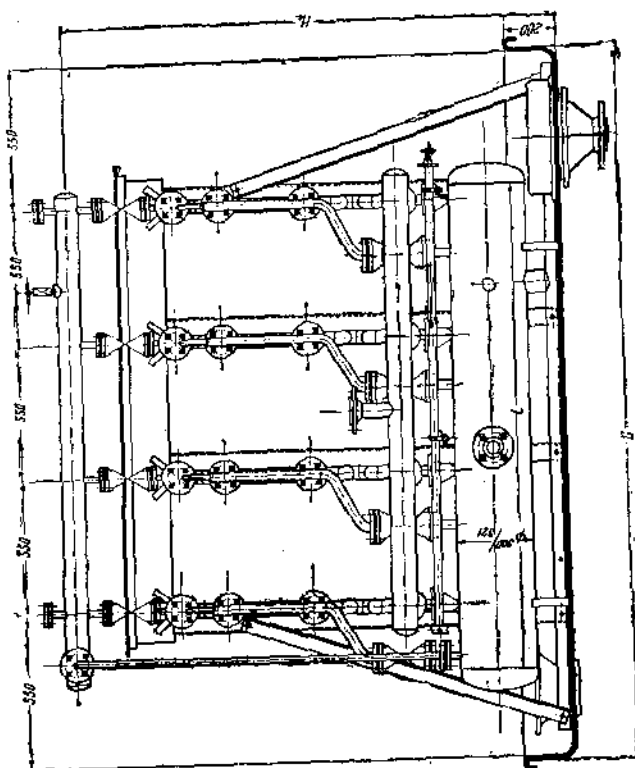
№ по пор.	Холодопроизводи-тельность кал/час	Размеры (мм)										Диаметры трубопро-водов в дюймах	
		a	b	c	d	e	f	g	h	i		газовых	жидкост-ных
1	72500	673	2550	3840	952	595	1320	300	2680	1120	1 1/4	1	
2	96800	673	3400	4330	952	595	1320	300	3550	1120	2	1 1/4	
3	115000	673	4000	4940	952	595	1320	300	4140	1120	2	1 1/4	
4	166000	762	4580	4520	1041	595	1370	300	4720	1220	2 1/2	1 1/4	
5	187500	762	5190	6120	1041	595	1370	300	5330	1220	2 1/2	1 1/4	
6	202500	933	3398	4380	1213	645	1580	300	3560	1370	2 1/2	1 1/2	
7	239000	933	4009	5000	1213	645	1580	300	4190	1370	2 1/2	1 1/2	
8	272000	933	4580	5570	1213	645	1580	300	4770	1370	3	2	
9	320500	1175	3390	4330	1467	645	1680	300	3530	1680	3	2	
10	378000	1175	4000	5000	1467	645	1680	300	4190	1680	3	2	

Фиг. 331.

Таблица 103.

Горизонтальные многопроходные кожухо-трубчатые конденсаторы (Schell and Tube).

№ по пор.	Нагрузка конденсатора кал/час *	Диаметр кожуха мм	Число труб диаметром 2"	Число ходов	Длина охлаждающих труб мм	Охлаждающая поверхность труб м ²	Вес конденсатора (кг)		Стоимость в долларах	
							Общий	На 1 000 кал	Общая	На 1 000 кал
1	81 500	508	35	6	3 660	20,4	1 732	21,2	1 224	15,00
2	95 000	508	35	6	4 270	23,75	1 900	20,0	1 308	13,75
3	108 000	508	35	6	4 880	27,2	2 075	19,2	1 385	12,80
4	122 000	508	35	6	5 490	30,5	2 240	18,3	1 474	12,10
5	123 500	610	53	8	3 660	30,9	2 315	18,7	1 482	12,00
6	144 000	610	53	8	4 270	36,0	2 518	17,5	1 598	11,10
7	165 000	610	53	8	4 880	41,2	2 765	16,75	1 725	10,45
8	185 000	610	53	8	5 490	46,3	2 935	16,2	1 860	10,05
9	186 500	762	80	8	3 660	46,6	3 265	17,5	2 120	11,35
10	218 000	762	80	8	4 270	54,5	3 585	16,4	2 290	10,50
11	249 000	762	80	8	4 880	62,3	3 950	15,9	2 460	9,90
12	280 000	762	80	8	5 490	70,0	4 310	15,4	2 675	9,55
13	317 000	915	135	8	3 660	79,3	4 830	15,2	2 930	9,25
14	370 000	915	136	8	4 270	92,5	5 375	14,5	3 180	8,60
15	420 000	915	136	8	4 880	105,2	5 470	13,0	3 385	8,05
16	476 000	915	136	8	5 490	119,0	5 580	11,7	3 660	7,70
17	428 000	1 066	184	10	3 660	107,2	6 250	14,6	3 680	8,60
18	500 000	1 066	184	10	4 270	125,0	7 000	14,0	4 000	8,00
19	572 000	1 066	184	10	4 880	143,0	7 710	13,5	4 380	7,60
20	644 000	1 066	184	10	5 490	161,0	8 450	13,1	4 680	7,30
21	716 000	1 066	184	10	6 100	179,0	9 210	12,8	4 980	6,95
22	629 000	1 270	277	12	3 660	157,2	9 300	14,8	5 170	8,24
23	735 000	1 270	277	12	4 270	183,6	10 350	14,1	5 610	7,65
24	840 000	1 270	277	12	4 880	210,0	11 420	13,6	6 110	7,30
25	946 000	1 270	277	12	5 490	236,5	12 700	13,4	6 710	7,10
26	1 068 000	1 270	277	12	6 100	262,0	13 750	12,9	7 200	6,75

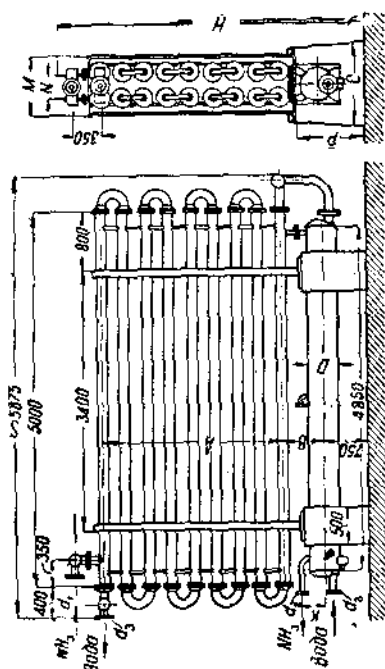


Фиг. 332с

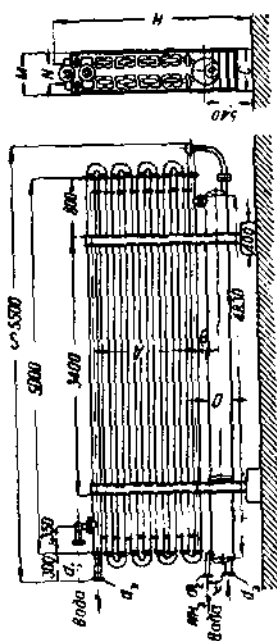
Таблица 104.

Оросительные конденсаторы с промежуточным отводом жидкости завода "Компрессор" (фиг. 332).

№ по пор.	Охлажд. поверхн. $F (м^2)$	Число секций	Количество труб в секции	Нагрузка конденсатора $Q \text{ ккал/час}$	Аммиачные штуцеры				Ширина полонна B	Высота секции H	H_c высота конденсатора	Водяные штуцеры						Резерв		
					Газовый		Жидкост- ный					Циркуля- ционный	Сливной		К резервуу		Число	Длина $L (м.м.)$		
					диаметр мм	число	диаметр мм	число					диаметр дюйм	число	диаметр дюйм	число				
1	25,8	2	12	106 000	70/76	1	19/27	1	1 650	990	2 084	2	1	2	1	1/2	1	850	1	0,05
2	30,1	2	14	120 000	70/76	1	19/27	1	1 650	1 170	2 264	2 1/2	1	2 1/2	1	1/2	1	850	1	0,05
3	38,7	3	12	155 000	70/76	1	25/33	1	2 200	990	2 084	2 1/2	1	2 1/2	1	1/2	1	1 400	1	0,09
4	51,6	4	12	206 000	82/89	1	25/33	1	2 750	990	2 084	3	1	3	1	1/2	1	1 950	1	0,13
5	60,2	4	14	240 000	82/89	1	34/42	1	2 750	1 170	2 264	3 1/2	1	3 1/2	1	1/2	1	1 950	1	0,13
6	77,4	6	12	310 000	70/76	2	25/33	2	3 850	990	2 084	4	1	4	1	1/2	1	1 400	2	0,18
7	90,3	6	14	360 000	82/89	2	25/33	2	3 850	1 170	2 264	4	1	4	1	1/2	1	1 400	2	0,18
8	120,4	8	14	480 000	82/89	2	34/42	2	4 950	1 170	2 264	5	1	5	1	1/2	1	1 950	2	0,26
9	154,8	12	12	620 000	82/89	3	25/ 3	3	7 150	990	2 084	6	1	6	1	3/4	1	1 950	3	0,39
10	180,6	12	14	720 000	82/89	3	34/42	3	7 150	1 170	2 264	6	1	6	1	3/4	1	1 950	3	0,39
11	205,4	16	12	825 000	82/89	4	25/33	4	9 350	990	2 084	8	2	8	2	1	1	1 950	4	0,52
12	240,8	16	14	960 000	82/89	4	34/42	4	9 350	1 170	2 264	4	2	4	2	1	1	1 950	4	0,52
13	301,0	20	14	1 200 000	82/89	5	34/42	5	11 450	1 170	2 264	4	2	4	2	1	1	1 950	5	0,65



Фиг. 333а.



Фиг. 333.

Таблица 105.

Элементные конденсаторы завода „Компрессор“ (фиг. 333 и 333а).

№ конденсатора	Поверхность охлаждения $F_{\text{м}^2}$	Нагрузка конденса- тора Q кал/час	Количество труб $\Phi 31/38$ мм на один элемент	Количество секций		Количество элементов в сек- ции	Аммиачные штуперы				Диаметр водяной трубы d_2 мм	Высота фундамента P мм	Резерв		Занимаемое место		Основные размеры					Вес кг
				Количество секций	Количество элементов в сек- ции		Газовый		Жидкост- ный				Диаметр D мм	Объем M^3	Ширина C мм	Высота H мм	A мм	B мм	K мм	N мм	M мм	
							d_1 мм	Количество	d_3 мм	Количество												
1	21,0	97 000	3	2	7	7	70/76	1	19/27	1	70/76	—	203/206	0,16	480	2 280	900	370	203	250	480	2 450
2	27,0	123 000	3	2	9	9	70/76	1	19/27	1	70/76	—	203/216	0,16	480	2 580	1 200	370	208	250	480	3 000
3	37,0	144 000	3	3	7	7	82/89	1	19/27	1	82/89	—	302/321	0,36	640	2 280	900	420	260	200	640	3 800
4	40,0	184 000	3	3	9	9	82/89	1	25/33	1	82/89	—	302/321	0,36	640	2 580	1 200	420	250	200	640	4 455
5	49,0	220 000	7	2	7	7	82/89	1	25/33	1	94/102	960	360/376	0,51	1 100	3 575	1 800	450	288	300	700	4 800
6	63,0	284 000	7	2	9	9	100/108	1	25/33	1	100/108	960	360/376	0,51	1 100	4 175	2 400	450	288	300	700	5 900
7	74,0	3 000 000	7	3	7	7	100/108	1	31/38	1	125/133	1 030	455/476	0,81	1 400	3 650	1 800	520	338	300	1 040	7 050
8	94,0	423 000	7	3	9	9	100/108	1	31/38	1	125/133	1 030	455/476	0,81	1 400	4 250	2 400	520	338	300	1 040	8 740
9	125,0	565 000	7	4	9	9	125/133	1	40/48	1	150/159	1 065	526/550	1,08	1 700	4 300	2 400	555	375	300	1 340	10 000

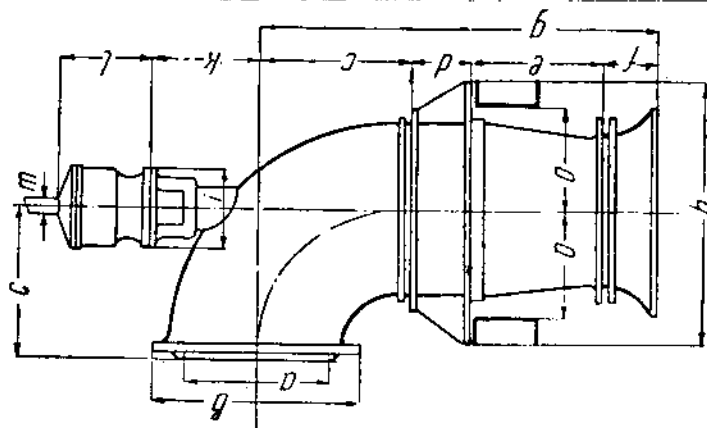
Примечание к табл. 105:

1. Фиг. 333 представляет элементные конденсаторы № 1, 2, 3, 4, а фиг. 333а — № 5, 6, 7, 8, 9.
2. Поверхность конденсатора исчисляется по внутренней поверхности водяных труб.
3. Для трехтрубного конденсатора диаметр наружной трубы 110/121 мм.
4. Для семитрубного конденсатора диаметр наружной трубы 150/159 мм.

Таблица 106.

Турбинные мешалки вертикального типа (MAN) (фиг. 334).

№ модели	Подача л/сек	Число об/мин	Потребляемая мощность л. с.	Размеры (мм)														Вес в кг
				a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	o		
2½	50—130	1450	1,0—2,7	250	400	230	200	230	100	760	510	270	240	180	40	220	270	
3	100—190	1450	2,0—3,7	300	450	300	200	250	85	835	630	270	260	180	40	250	325	
3½	150—250	1450	2,8—4,8	350	520	330	200	450	135	915	700	270	275	180	40	280	430	
4	220—330	950	4,0—6,1	400	575	370	200	400	120	1050	705	320	305	235	50	280	510	
4½	300—450	950	5,5—8,2	450	630	410	220	340	135	1105	830	320	320	235	50	340	630	
5	420—520	950	7,7—9,5	500	680	440	230	450	120	1240	860	320	360	255	60	400	770	
6	500—750	720	9,0—13,5	600	790	470	250	475	170	1365	1000	320	410	255	60	420	1100	
7	700—1050	585	12,5—19,0	700	900	590	270	520	260	1640	1120	375	430	305	70	475	1410	
8	1000—1350	585	17,7—24,8	800	1020	670	290	560	230	1750	1240	375	455	305	70	530	1900	
9	1300—1700	485	22,5—30,0	900	1120	735	320	610	250	1915	1370	440	515	317	80	590	2520	
10	1600—2100	485	28—37	1000	1220	805	340	650	280	2075	1500	440	525	317	80	650	3050	
11	2000—2600	485	35—45	1100	1320	875	360	800	310	2345	1630	490	605	368	90	750	4000	
12	2500—3000	360	43—52	1200	1410	955	380	860	310	2445	1760	490	640	368	90	805	4800	

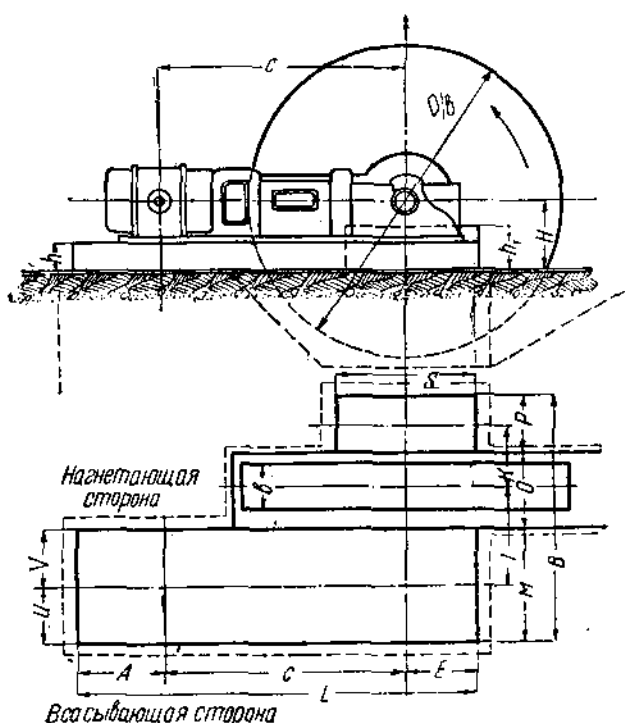


Фиг. 334.

Примечание. Потребляемая мощность рассчитана на 1 м манометрической высоты подачи. Действительная потребляемая мощность на валу мешалки для нормальной работы получается умножением на высоту подачи без существенного изменения к. п. д. Мешалки работают с хорошим к. п. д. при напоре не выше 8 м.

Таблица 107.

Горизонтальные аммиачные компрессоры завода „Компрессор“ с вилочной рамой
(фиг. 335).



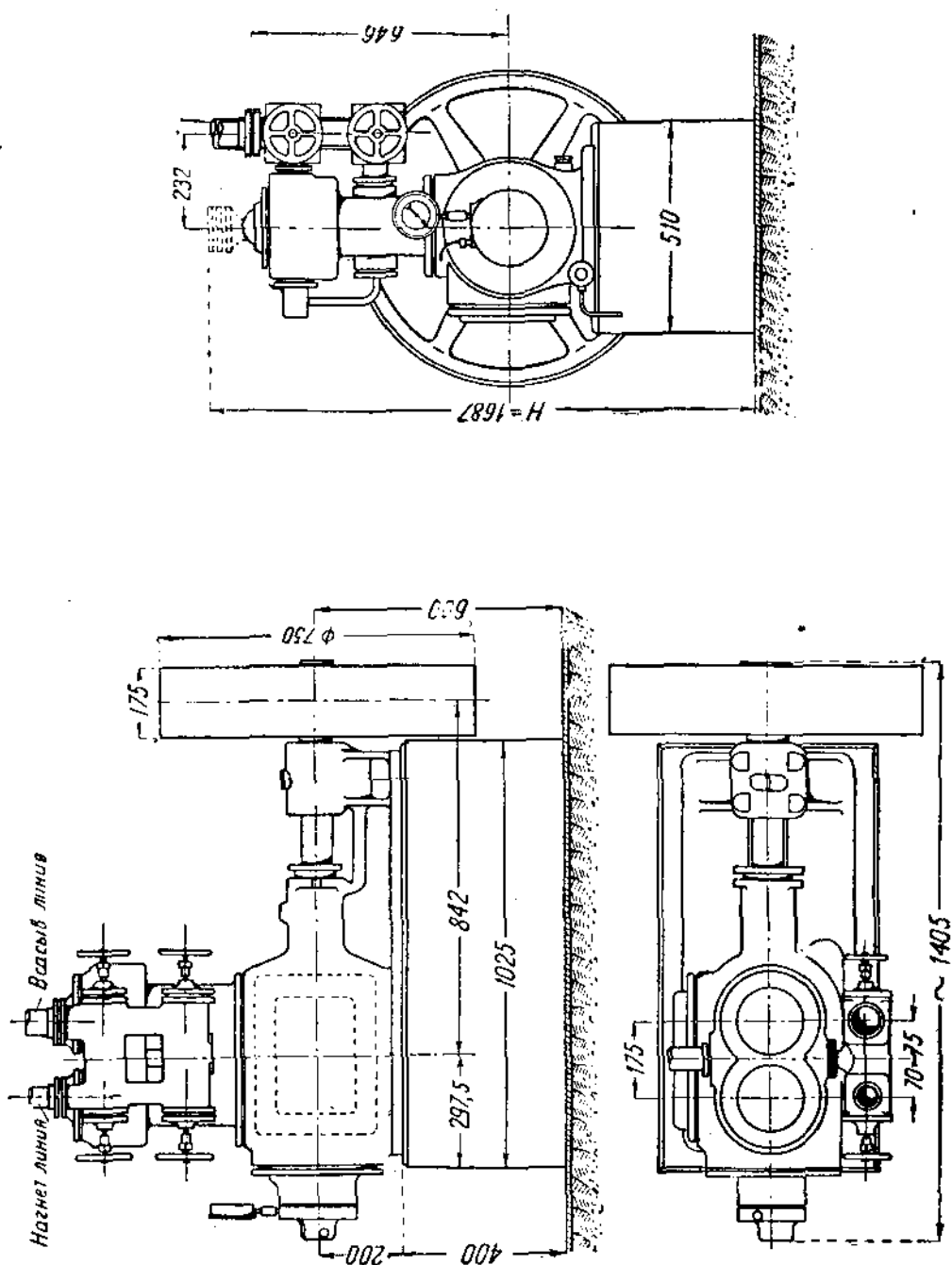
Фиг. 335.

М о д е л и:		40 L 450	45 L 450	55 L 550
Диаметр цилиндра D мм		300	350	450
Ход поршня S мм		450	450	550
Диаметр штока d мм		75	75	100
Число оборотов в минуту n		195	180	155
Часовой объем V_d м ³		723	915	1592
Холодопроизводительность Q_0 норм. кал/час		350 000	460 000	820 000
Маховик	Диаметр мм	3 000	3 000	3 600
	Ширина мм	500	500	600
	Компрессора	5 000	5 000	8 850
Вес в кг	Маховика	2 300	2 300	3 600
	Общий	7 300	7 300	12 650
Диам. трубопровода	Всасывающ. мм	125	150	200
	Нагнетательн. мм	100	125	150
Установочные размеры в мм		800	800	800
		820	820	950
		2 580	2 580	3 075
		700	700	900
		1 075	1 075	1 350
		575	575	715
		750	750	950
Размеры фундамента в мм		750	750	950
		4 100	4 100	4 925
		2 650	2 650	3 330
		1 500	1 500	1 900
		650	650	800
		500	500	630
		1 400	1 400	1 400
		400	400	175

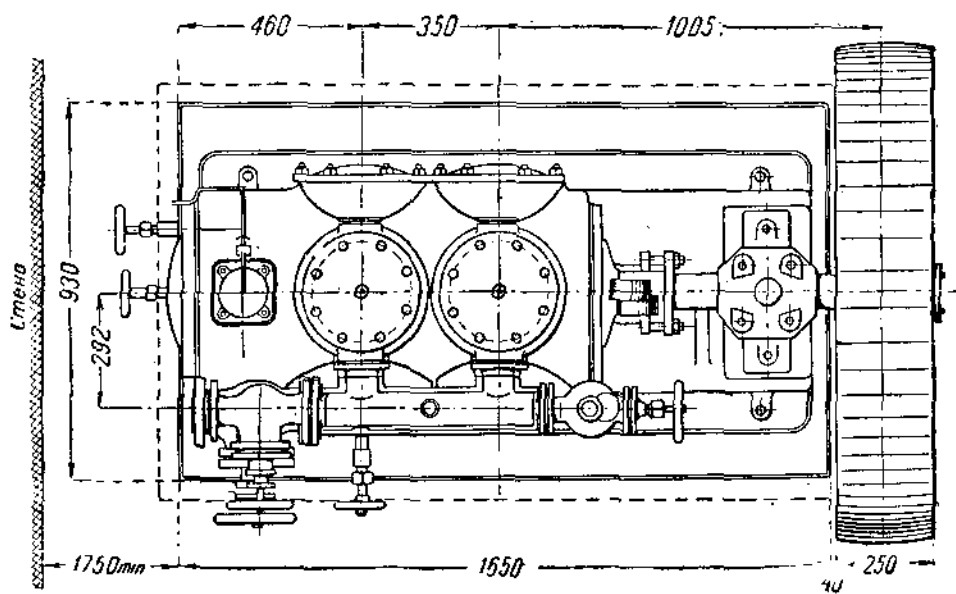
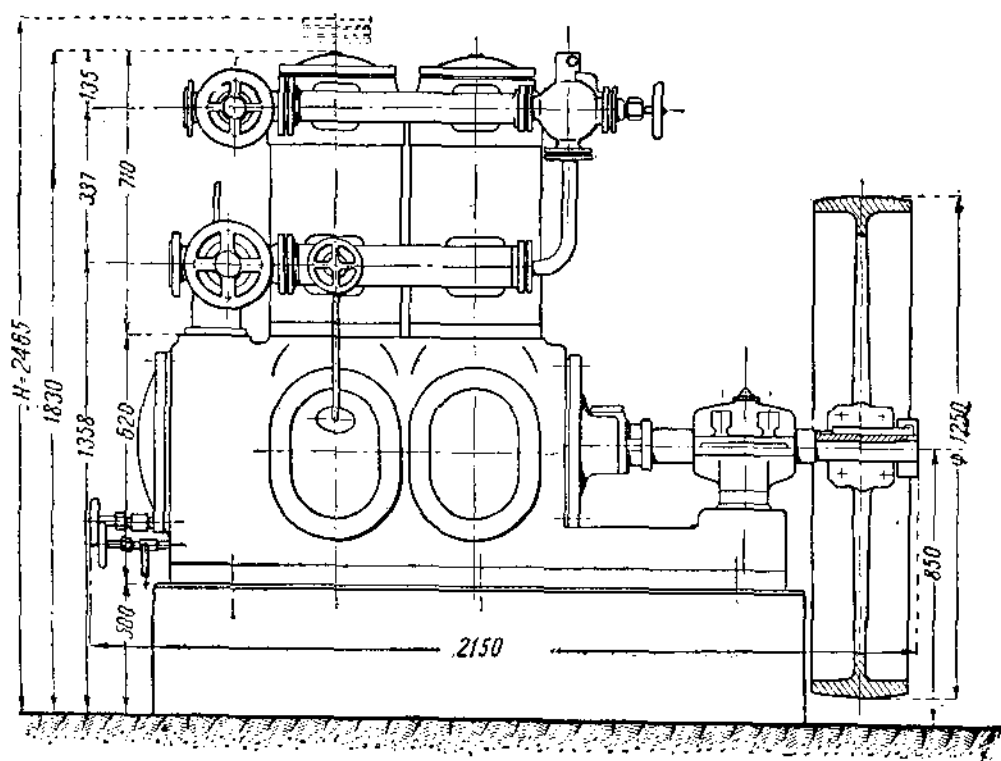
Аммиачные компрессоры типа ВП завода "Компрессор" (фиг. 336, 337, 338, 339)

Модель	Число цилиндров	Номинальная холодопроизводительность Q_0 , нормальная, ккал/час	Число оборот. в мин. n	Диаметр цилиндра D (мм)	Ход поршня S (мм)	Часовой объем V_h м ³ /час	Средн. скорость поршня $c_{тв}$ м/сек
ВП-110	Блок-цилиндры	30 000	500	110	110	62,8	1,83
ВП-150		60 000	375	150	150	119,5	1,83
ВП-180/2	2	100 000	375	180	180	206,0	2,25
ВП-180/3	3	150 000	375	180	180	309,0	2,25
ВП-180/4	4	200 000	375	180	180	412,0	2,25
ВП-280/2	2	350 000	300	280	280	261,0	2,80
ВП-280/3	3	525 000	300	280	280	931,0	2,80
ВП-280/4	4	700 000	300	280	280	1 242,0	3,185
ВП-350/3	3	900 000	273	350	350	1 655,0	3,185
ВП-350/4	4	1 200 000	273	350	350	2 207,0	3,185
ВП-230/2 ¹	2	185 000	300	230	230	344	2,3

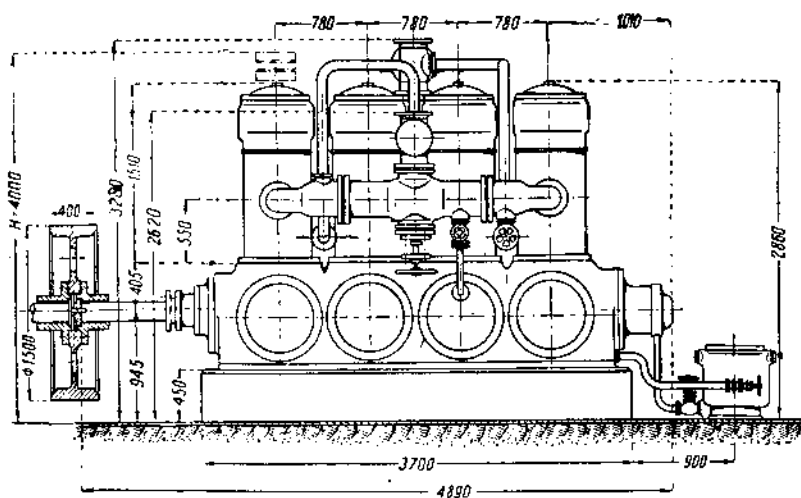
¹ Компрессор ВП-230 выпускается временно и подлежит замене типом ВП-180/4.



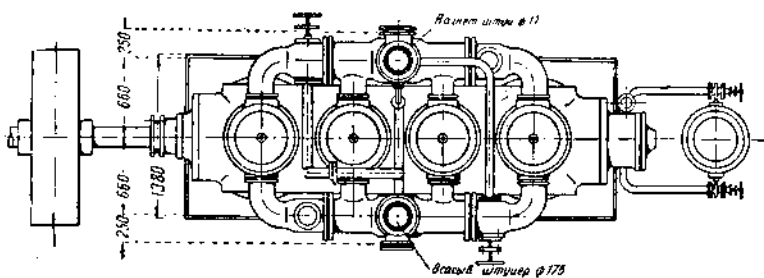
Фиг. 330. Тип ВЛ-110.



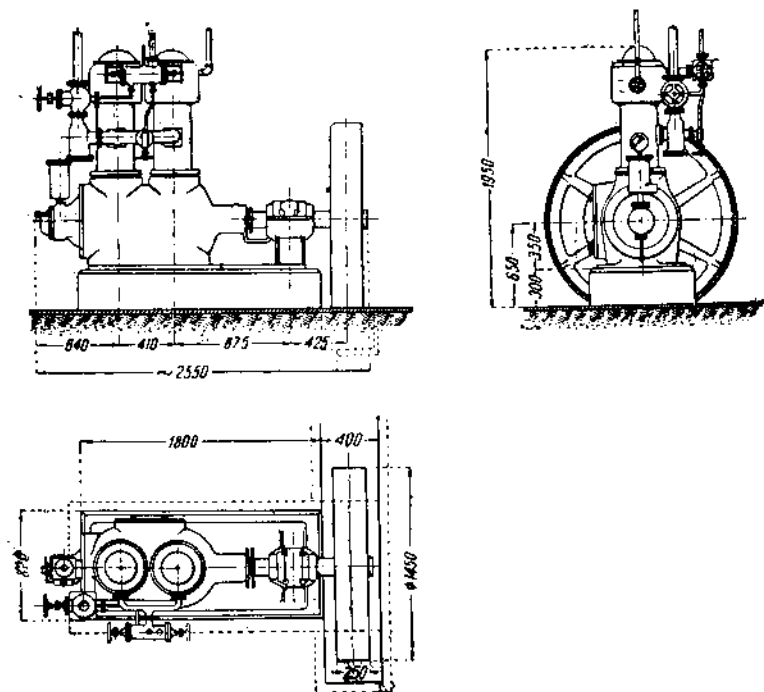
Фиг. 337. Тип ВП-180/2.

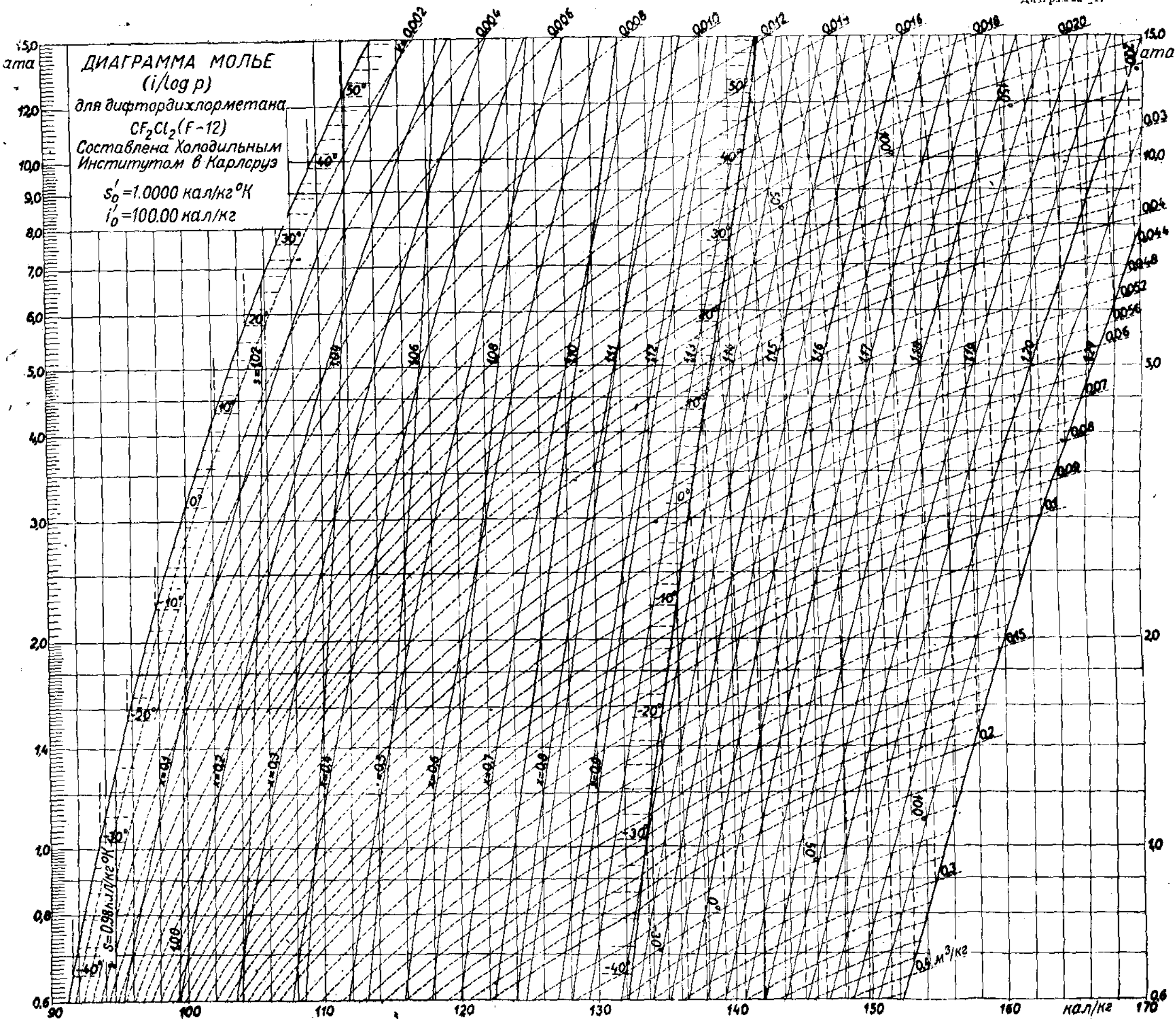


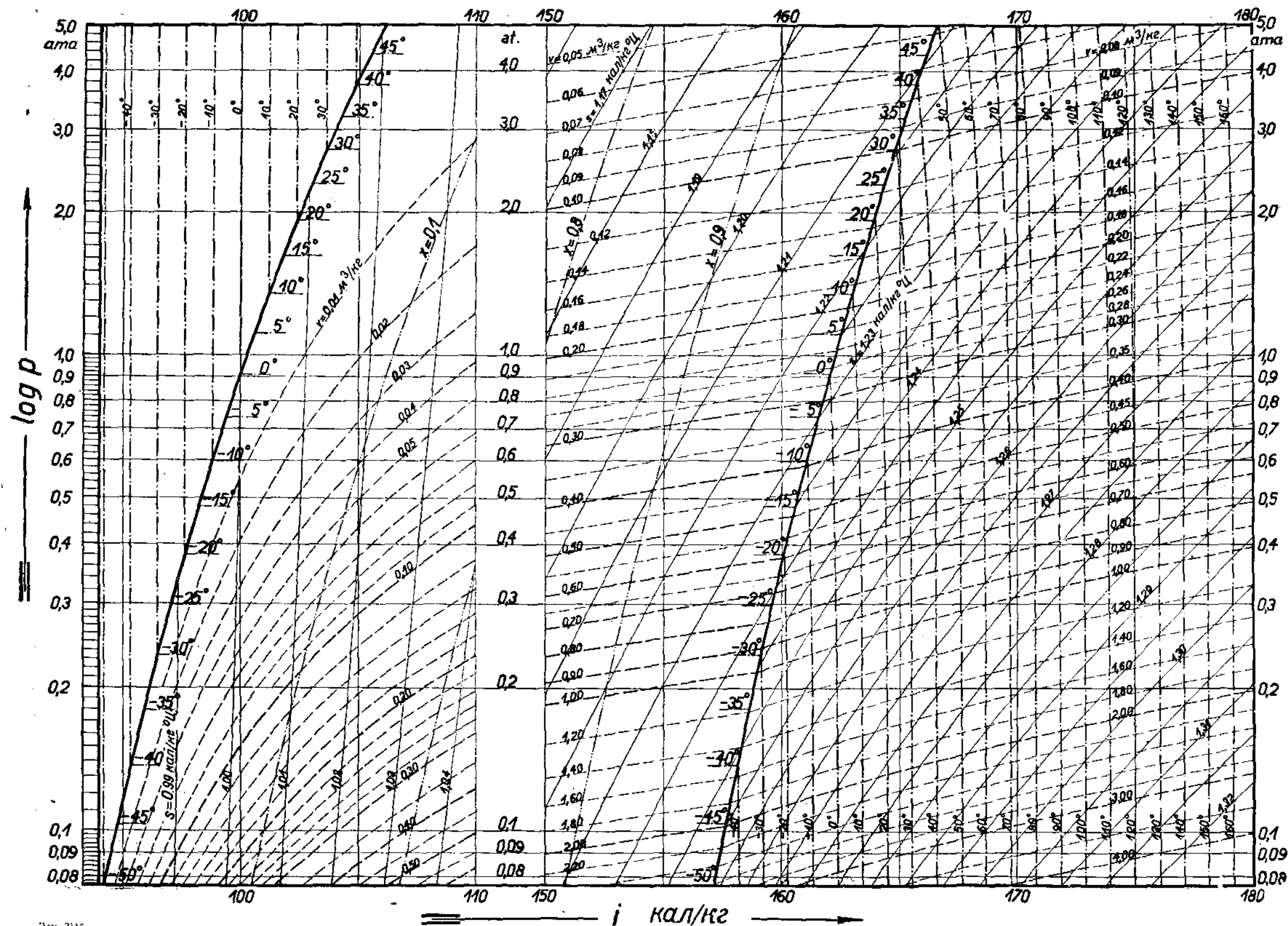
Фиг. 338. Тип ВП-350/4.



Фиг. 339. Тип ВП-230/2.







Зак. 3116.

Диаграмма Моля для метилбромида CH_3Br ,

$s'_0 = 1.0000 \text{ кал/кг}^\circ\text{C}$, $i'_0 = 100.0 \text{ кал/кг}$

Составлена В. СЯ. Холодильный Институт в Карсруэ.

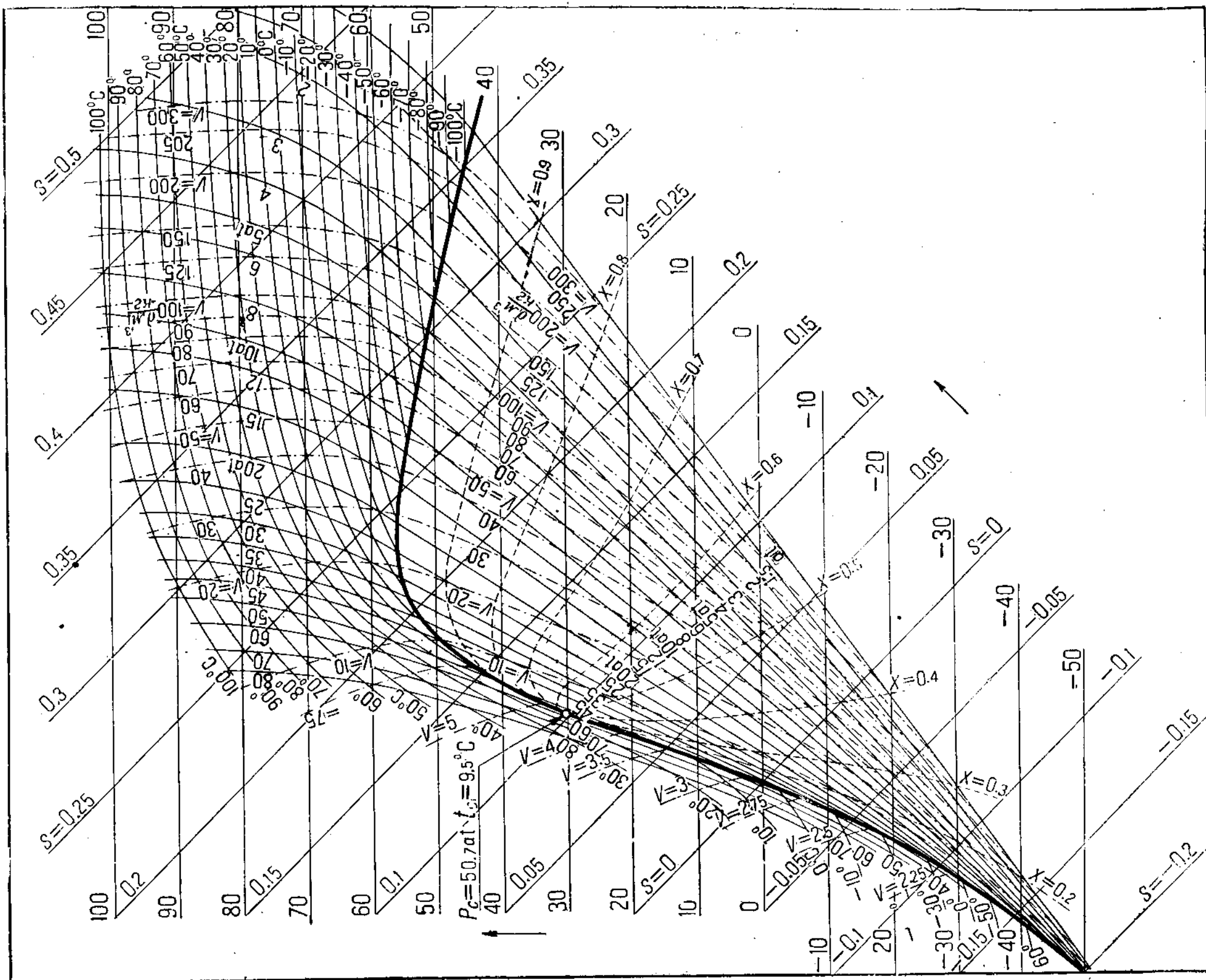
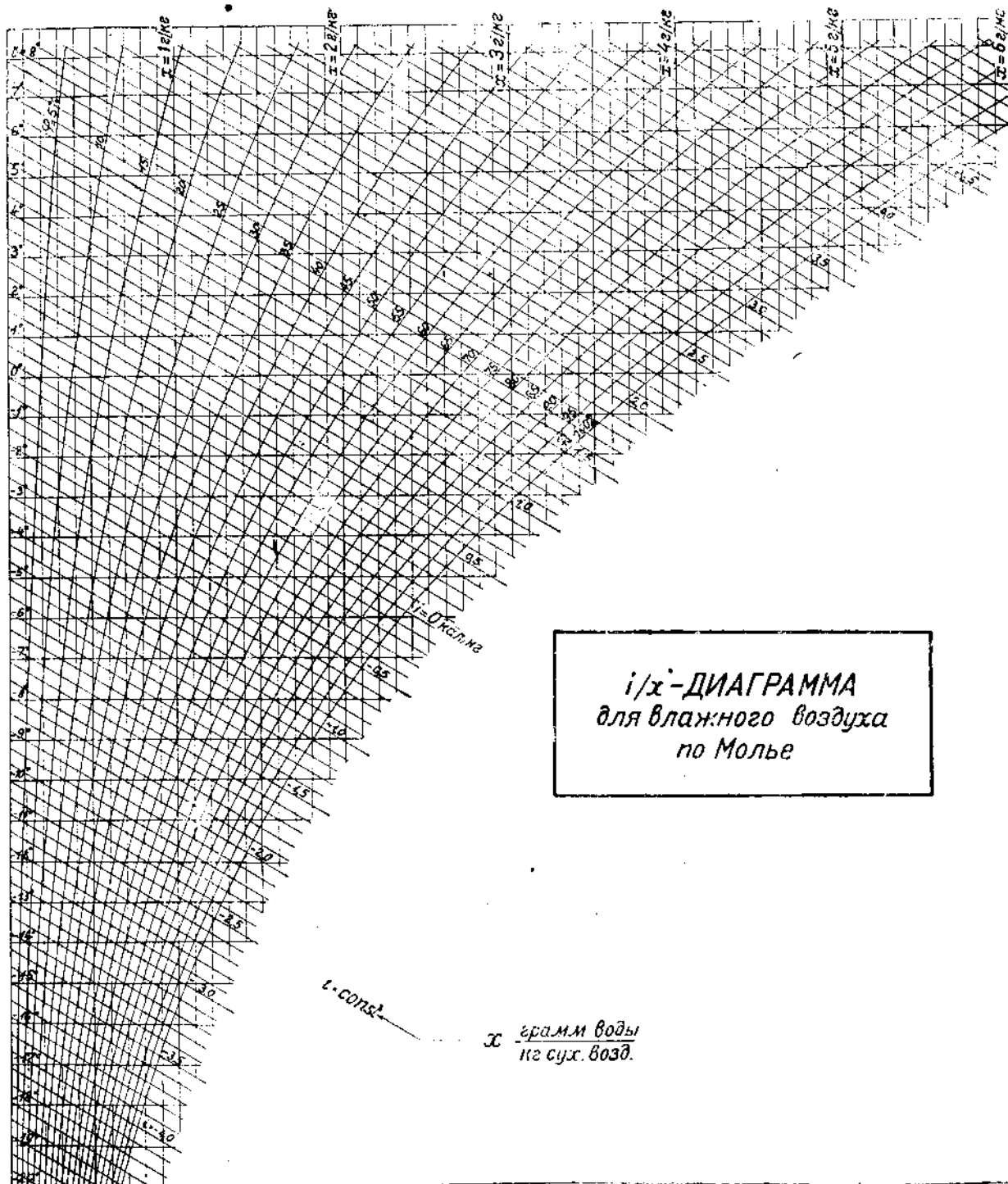


Диаграмма Моля $h-s$ для этилена C_2H_4

Диаграмма 4.



i/x ДИАГРАММА МОЛЬЕ
для ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Диаграмма 5.

x - Число грамм водяных паров на 1 кг сухого воздуха
 i - теплосодержание 1 кг сухого воздуха, смешанного с x (г) водяного пара
 φ - относительная влажность (отнесенная к 760 мм рт.ст.)

