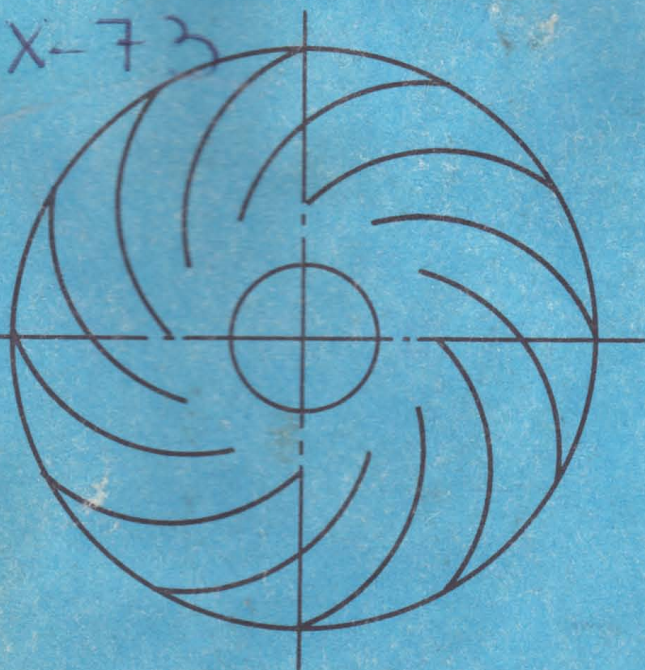


621.56 (083)

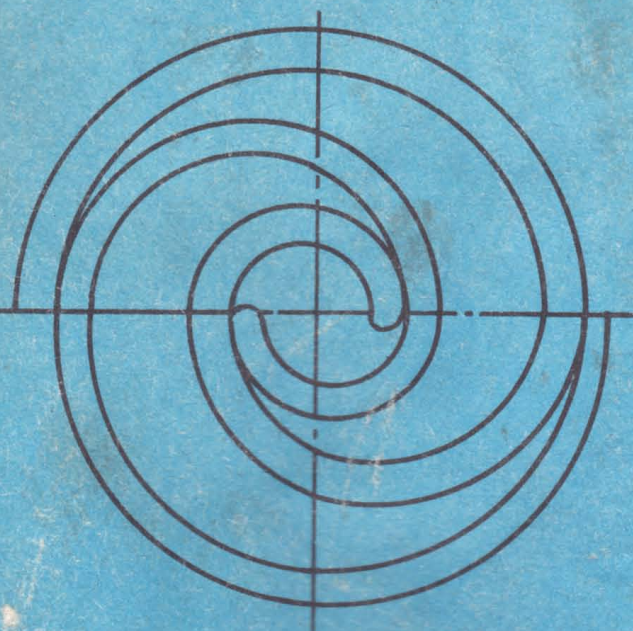
X-73

Синтез
по акту № 1
от 16.04.98



СПРАВОЧНИК

ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ



ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

СПРАВОЧНИК

Под редакцией
заслуженного деятеля
науки и техники РСФСР,
доктора технических наук,
профессора А. В. Быкова

2-е ИЗДАНИЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ
И ДОПОЛНЕННОЕ

Издание финансировано
ВНИИхолодмашем



Москва
«Колос»
1992

ББК 31.392

X 73

УДК 621.56(083)

Авторы: д-р техн. наук, проф. А. В. Быков; канд. техн. наук Э. М. Бежанишвили; д-р техн. наук, проф. И. М. Калнинь; канд. техн. наук Г. А. Канышев; инж. Л. Г. Каплан; инж. Е. Д. Коноваленко; канд. техн. наук А. С. Крузе; канд. техн. наук В. С. Крылов; д-р техн. наук А. С. Нурдин; инж. Е. С. Питонов; канд. техн. наук В. И. Сапронов; инж. Д. Л. Славуцкий; инж. В. И. Смыслов; канд. техн. наук А. В. Таланов; канд. техн. наук Б. Л. Цирлик; инж. В. С. Щербаков; инж. И. Ф. Яцунов.

Редактор Г. А. Гусева

Холодильные компрессоры/А. В. Быков, Э. М. Бежанишвили, И. М. Калнинь и др.; под ред. А. В. Быкова. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Колос, 1992. — 304 с.: ил.
ISBN 5—10—001468—7

Во втором издании справочника (первое вышло в 1981 г.) нашли отражение достижения последних лет в области холодильного компрессоростроения. Отражены новые подходы в исследовании и конструировании холодильных компрессоров традиционных типов, приведены конструкции и принципы действия новых, перспективных типов.

В справочник включены материалы, относящиеся к холодильным агентам и смазочным маслам, а также к вопросам надежности холодильных машин, обусловленной в первую очередь надежностью компрессоров.

Для специалистов холодильной техники.

X $\frac{2204000000-167}{035(01)-92}$ 133—91

ББК 31.392

ISBN 5—10—001468—7

© «Легкая и пищевая промышленность», 1981

© Коллектив авторов, 1992

Холодильные компрессоры принадлежат к числу основных элементов холодильных машин. За последнее десятилетие в области холодильного компрессоростроения заметен значительный прогресс, как в методах исследования и проектирования, так и в связи с появлением новых типов компрессоров, в основном ротативных. В наиболее распространенных пароконденсационных холодильных машинах используются компрессоры различных типов.

Все типы холодильных компрессоров могут быть отнесены к двум большим группам: объемные компрессоры, в которых газ сжимается в результате уменьшения замкнутого объема, и динамические, где силовое воздействие на газ осуществляется вращающимися лопатками. Внутри этих групп различают ряд типов компрессоров (рис. П.1). По конструктивным признакам возмож-

но дальнейшее членение (например, компрессоры с внутренней геометрической степенью повышения давления и без нее; одно- и многоступенчатые и др.), которое здесь не приводится.

Для холодильного машиностроения существенно деление компрессоров на группы со встроенным и внешним приводом.

Холодильные компрессоры классифицируют также в зависимости от вида сжимаемого холодильного агента (аммиачные, фреоновые, пропановые, воздушные и др.), холодопроизводительности (малые, средние и крупные), вида привода (электродвигатель, турбина, двигатель внутреннего сгорания и др.) и по другим признакам.

Наиболее широко в холодильной технике применяют поршневые, винтовые и центробежные компрессоры; ограниченное применение имеют многопластин-

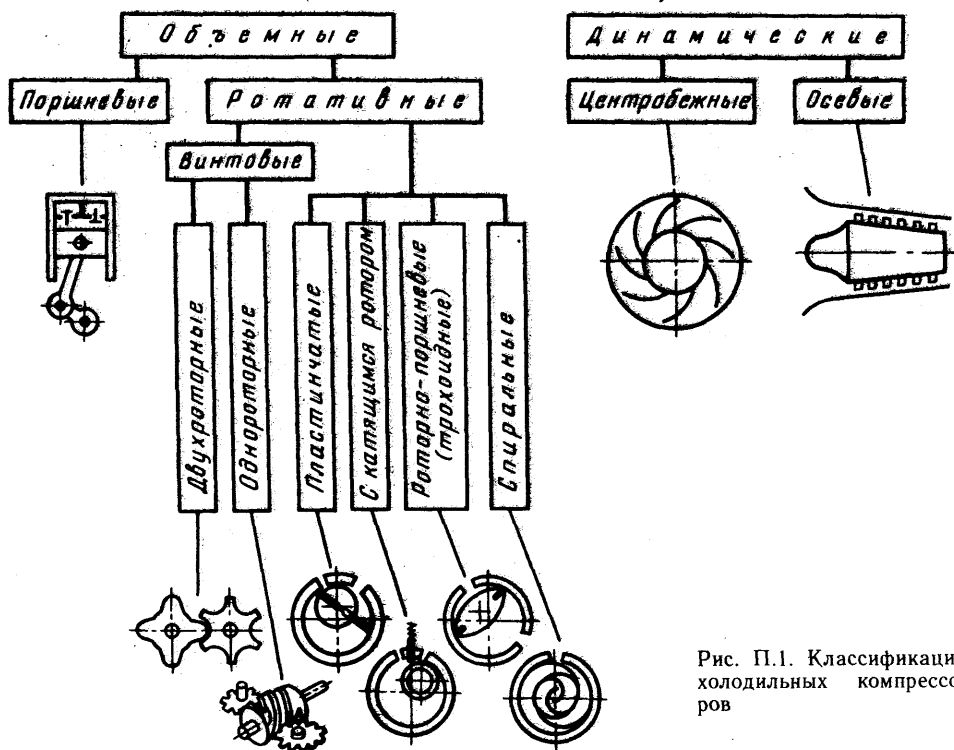


Рис. П.1. Классификация холодильных компрессоров

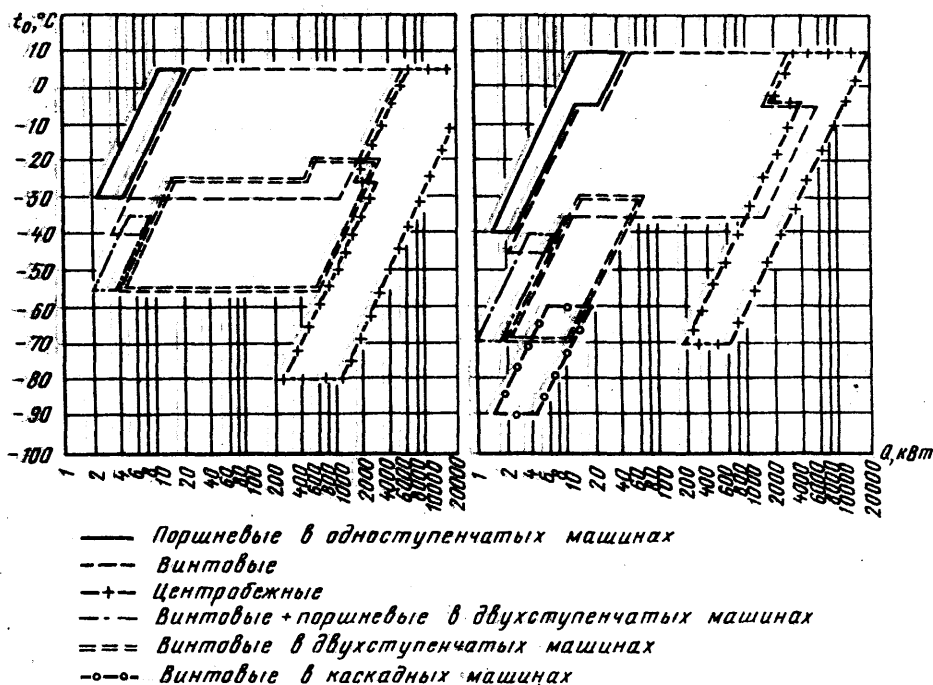


Рис. П.2. Оптимальные области применения основных типов холодильных компрессоров на ближайшую перспективу:

а — при работе на аммиаке (ниже -55°C — на пропане, этане); б — при работе на фреонах (R12, R22)

чатые ротационные; в перспективе намечено расширение использования компрессоров ротативного типа, особенно роторно-поршневых и спиральных.

На основе технико-экономического анализа установлены наиболее целесообразные области применения основных типов холодильных компрессоров (рис. П.2). Границы этих областей в перспективе могут быть в большей или меньшей степени сдвинуты в результате работ по развитию конструкций компрессоров, а также вследствие возможного изменения ряда экономических параметров.

Характеристики компрессора влияют на эффективность холодильных машин в целом, в том числе на энергетические показатели, надежность и долговечность, уровень удельных приведенных затрат. В связи с этим важно определить наиболее перспективные направления совершенствования холодильных компрессоров на каждом этапе развития их конструкций.

Холодильные компрессоры используются для сжатия различных холодиль-

ных агентов, сведения о свойствах и областях применения которых приведены в главе 5. Некоторые из широко применяемых и рекомендуемых холодильных агентов (R11, R12, R113, R114, R115, R12B1, R13B1) отнесены в настоящее время к веществам, потенциально опасным в отношении разрушения озонового слоя земной атмосферы (озоноактивные вещества)*.

В конце каждой главы приведен список основных используемых буквенных обозначений. Необходимые в ряде случаев пояснения даны непосредственно в тексте.

* Согласно ряду международных соглашений, обязательных для использования и нашей страной, производство и потребление озонактивных веществ будет существенно сокращаться (например, потребление R11 и R12 планируется сократить на 20 % к 1994 г. и на 50 % к 1999 г.). В связи с этим разворачиваются работы, направленные на замену озонактивных холодильных агентов озонобезопасными, такими как R22, R142, R152, R133, R134 и др.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Поршневые компрессоры (ПК) относятся к компрессорам объемного типа, т. е. компрессорам, сжатие в которых протекает в замкнутом объеме. Изменение объема камеры сжатия в ПК достигается возвратно-поступательным движением поршня в цилиндре. Поршневые компрессоры различают по объемной производительности (холодопроизводительности), числу ступеней сжатия и конструкции. Разделение ПК на группы малых, средних или крупных по производительности носит условный характер.

Наряду с большинством холодильных ПК одноступенчатого сжатия в холодильной технике применяют и двухступенчатые компрессоры для работы при отношениях давлений нагнетания и всасывания $\pi = p_2/p_1$ более 7...10.

Холодопроизводительность компрессора — условное, всемирно принятое для холодильных компрессоров понятие (как и теплопроизводительность при их использовании в тепловых насосах). Под ней понимают холодопроизводительность (или теплопроизводительность) соответствующей холодильной машины (ХМ) или теплового насоса (ТН), которую компрессор обеспечивает при заданных температурных режимах массовой производительностью (подачей) хладагента.

Холодильные ПК выпускаются на широкий диапазон холодопроизводительностей — от десятых долей киловатта до сотен киловатт.

Один из наиболее принципиально важных классифицирующих признаков поршневых холодильных компрессоров — вид электропривода, по которому различают компрессоры с внешним и встроенным приводом; среди последних полугерметичные в разъемном корпусе (бессальниковые) и герметичные в заваренном кожухе.

Подавляющее большинство холодиль-

ных ПК имеет бескрейцкопфную конструкцию механизма движения. Во всем мире выпускают лишь небольшое количество крейцкопфных поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия холодопроизводительностью свыше 500 кВт (при $t_0 = -15^\circ\text{C}$ и $t_k = 30^\circ\text{C}$) для работы на аммиаке и углеводородных газах. Компрессоры этого типа последовательно вытесняются винтовыми.

По типу движения газового потока различают прямоточные и непрямочные ПК. Повышение частот вращения, скоростей элементов механизма движения и потребность в регулировании производительности привели к практически полному отказу от прямоточных компрессоров, у которых всасывающий клапан располагается в днище поршня, что затрудняет обеспечение необходимых проходных сечений в клапане и повышает массу поршня.

К числу принципиальных конструктивных различий можно отнести: число цилиндров, которое обычно составляет 1...9 при двухпорных коленчатых валах и достигает 16 при трехпорных; расположение валов — горизонтальное или вертикальное; расположение цилиндров — горизонтальное, вертикальное или веерное.

Двухступенчатые ПК выполняют на базе основной модели одноступенчатого. Так, на базе 4- или 8-цилиндровых компрессоров формируют двухступенчатые с числом цилиндров ступени низкого давления соответственно 3 или 6 и ступени высокого давления 1 или 2.

Некоторые модели компрессоров имеют также модификации, предназначенные для работы на различных температурных режимах: низкотемпературные, среднетемпературные и высокотемпературные. Эти модификации различаются мощностью встраиваемых электродвигателей и проходными сечениями в клапанах, обусловленными, например, высотой подъема пластин или

числом элементов, образующих суммарный проход для газа.

Многие преимущества поршневых компрессоров (универсальность по отношению к различным холодильным агентам, многорежимность, возможность и удобство исполнения многоцилиндровых конструкций с цилиндрами уменьшенного размера) в современных условиях не имеют решающего значения. Стремление к переходу от ПК к другим типам компрессоров связано с недостатками ПК: наличие у них высоконагруженных элементов, снижающее время межремонтного периода (клапаны, пары трения в шатунно-поршневом механизме, поршневые кольца); наличие кривошипно-шатунного механизма движения, вызывающее увеличение общих габаритов ПК и снижение в них доли камер сжатия.

Вместе с тем такие преимущества поршневых компрессоров, как относительная простота конструкции и отработанная технология производства, повторяемость относительно простых узлов и деталей в многоцилиндровых машинах обеспечивают им и в настоящее время хорошую конкурентоспособность в области производительностей до 100 кВт. Поэтому замена ПК другими типами компрессоров оправдана лишь при достижении ими принципиальных качественных преимуществ. Так, винтовые холодильные компрессоры, уступающие по энергетическим показателям ПК, существенно превосходят их по показателям надежности и обеспечивают за срок эксплуатации меньшие суммарные затраты на производство холода главным образом за счет снижения затрат на ремонтные работы.

Как и другие типы компрессоров, ПК непрерывно совершенствуются. Это повышает требования к новым перспективным типам, например к различным конструкциям компрессоров роторного типа — с катящимся ротором, многопластинчатым, роторно-поршневым эпитрохoidalным, спиральным.

Более 70 % всех пароконденсационных холодильных машин имеет поршневые компрессоры (не считая бытовых холодильников). Из ряда областей холодопроизводительности ПК практически вытеснены. Это крупные холодильные установки и машины, где применяют центробежные компрессоры. Область применения винтовых компрессоров, где они

заменили поршневые в сфере производства (в эксплуатации находится еще большое количество ранее выпускавшихся ПК) простирается от 250 до 1600 кВт (здесь и далее, если не оговаривается особо, холодопроизводительность приведена при режиме $t_0 = -15^\circ\text{C}$ и $t_k = 30^\circ\text{C}$). В отечественной, а также в мировой практике винтовые компрессоры внедряют в диапазоне производительностей 50...100 кВт. В диапазоне холодопроизводительностей менее 50 кВт, кроме поршневых, применяют и другие типы компрессоров. Все это связано с достижениями в техническом развитии различных типов холодильных компрессоров (снижение материалоемкости и габаритов, уменьшение энергозатрат), а также повышением требований к автоматизации и безотказности оборудования.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА

Теоретический компрессор

Понятие теоретического (в некоторых изданиях — идеального) ПК введено для создания системы оценок реального компрессора. Теоретический ПК (ТПК) имеет объем, описываемый поршнями, и характеризуется такими же внешними условиями, как у реального ПК. Давления в нижней и верхней мертвых точках (НМТ и ВМТ) цилиндра теоретического компрессора совпадают с соответствующими давлениями во всасывающем и нагнетательном патрубках реального компрессора.

Давление и температура в начале сжатия (НМТ) в ТПК совпадают с давлением и температурой во всасывающем патрубке реального компрессора, а в конце сжатия (ВМТ) совпадают только давления.

Сжатие пара в ТПК протекает по изоэнтропе. ТПК не имеет мертвого объема в цилиндрах, гидравлических сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трактах, включая клапаны, перетеканий пара через неплотности и зазоры между цилиндром и поршнем; отсутствуют трение и теплообмен между паром и стенками.

Суммарный объем цилиндров ТПК простого действия, имеющего z одинаковых цилиндров, за один оборот вала $V_u = (\pi/4) D_u^2 S z$.

Объемная производительность ТПК равна секунднему объему, описанному поршнями: $V_{\text{жм}} = V_{\text{цп}}$.

В ТПК двойного действия со штоком диаметра d объемная производительность

$$V_{\text{жм}} = (\pi/4) D_{\text{ц}}^2 S z n (2 - d^2/D_{\text{ц}}^2).$$

Массовая производительность ТПК — величина, численно равная массе пара, перемещаемой в секунду из всасывающего трубопровода в нагнетательный: $G_{\text{а.т}} = V_{\text{жм}} \rho$.

Мощность, подводимая к ТПК, равна его внутренней или теоретической индикаторной мощности

$$N_{\text{ит}} = (i_{2\text{км}} - i_{1\text{км}}) (V_{\text{жм}}/v_{1\text{км}}).$$

Процесс сжатия от $i_{1\text{км}}$ до $i_{2\text{км}}$ — изэнтропный.

Определив теоретическое среднее индикаторное давление по индикаторной диаграмме (рис. 1.1), мощность $N_{\text{ит}}$ получим как $N_{\text{ит}} = p_{\text{ит}} V_{\text{жм}}$.

Разность давлений $p_{\text{ит}} - p_1$ такова, что мощность при работе с этой постоянной разностью при движении поршня от НМТ и ВМТ будет такой же, как при работе ТПК по циклу 1—2—3—4, т. е. площадь индикаторной диаграммы ТПК 1—2—3—4 равна площади прямоугольника 1—2'—3'—4.

Величину $p_{\text{ит}}$ можно получить из формулы

$$p_{\text{ит}} = p_1 k_v / (k_v - 1) [(p_2/p_1)^{(k_v-1)/k_v} - 1],$$

или

$$p_{\text{ит}} = (i_{2\text{км}} - i_{1\text{км}}) \rho_{1\text{км}}.$$

Холодопроизводительность и теплопроизводительность теоретического компрессора

$$Q = G_{\text{а.т}} q_0; \quad Q_{\text{т}} = G_{\text{а.т}} q_{\text{к}}.$$

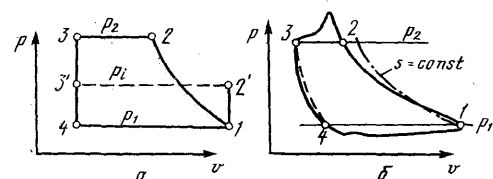


Рис. 1.1. Индикаторная диаграмма поршневого компрессора:

а — теоретического; $p_{\text{ит}}$ — среднее индикаторное давление; б — действительного; пунктиром показана линия расширения с постоянным показателем m ; штрихпунктиром — линия сжатия при $s = \text{const}$

Холодильный коэффициент ϵ и коэффициент преобразования μ

$$\epsilon = Q/N_{\text{ит}}; \quad \mu = Q_{\text{т}}/N_{\text{ит}} = \epsilon + 1$$

равны таким же теоретическим показателям холодильной машины или теплового насоса.

Реальный (действительный) компрессор

Реальные процессы, протекающие в компрессоре, отличаются от теоретических, в результате чего, как правило, снижается производительность и возрастают удельные энергозатраты (снижаются ϵ и μ). Отличия состоят в следующем.

1. В цилиндрах реального компрессора имеется мертвый объем (мертвое пространство), образованный зазором между поршнем в ВМТ и доской клапанов, а также полостями в клапанах, соединенными с цилиндром. В ВМТ пар в мертвом пространстве имеет давление нагнетания; при движении поршня пар расширяется до давления всасывания, занимая объем части цилиндра, после чего только открывается всасывающий клапан. Объем всасываемого из всасывающего трубопровода пара поэтому оказывается меньшим объема цилиндра ТПК, т. е. объемная производительность реального компрессора ниже, чем теоретического.

2. В начале сжатия пар из-за теплообмена со стенками компрессора имеет температуру более высокую, чем во всасывающем патрубке. В ПК со встроенным электродвигателем этот вредный теплообмен относительно усиливается по причинам, указанным ниже (см. коэффициент подогрева).

3. Процессы сжатия и обратного расширения пара из мертвого пространства протекают при переменных по ходу процессов показателях политроп вследствие сложных процессов теплообмена между паром в цилиндре и ограждающими его стенками.

4. Наличие зазоров поршень — цилиндр и неплотностей в клапанах вызывает перетечки пара.

5. Снижение производительности вызывается также выделением пара из масла, попадающего с паром в цилиндр, при нагреве на горячих стенках и особенно в случаях попадания в компрессор капелек жидкого хладагента (влажный ход).

6. В паровом тракте, в основном в клапанах, из-за больших скоростей имеются существенные гидравлические сопротивления.

7. Во всасывающих и особенно нагнетательных полостях наблюдаются колебания давления.

8. В механизме движения компрессора и приводе масляного насоса расходуется дополнительная энергия.

При расчете и анализе результатов испытаний реального компрессора влияние указанных факторов на отклонение от теоретических характеристик оценивается специальными коэффициентами — коэффициентом подачи и его составляющими, КПД и др.

Объемные показатели

Коэффициент подачи (коэффициент наполнения). Этот коэффициент, обозначаемый λ , характеризует отличие массовой производительности реального компрессора от теоретической $\lambda = G_a / G_{a,т}$.

Коэффициент подачи обычно представляют произведением $\lambda = \lambda_c \lambda_w \lambda_{др} \times \lambda_{пл} \lambda_n$, где каждый из сомножителей (коэффициентов) характеризует влияние на производительность соответствующих факторов: обратного расширения из мертвого пространства (λ_c), дроссельных потерь ($\lambda_{др}$), подогрева (λ_w), перетечек ($\lambda_{пл}$) и прочих потерь подачи (λ_n).

В теории ПК принято разделять эти коэффициенты на индикаторные и скрытые. К индикаторным относятся объемный коэффициент λ_c , характеризующий влияние обратного расширения, и коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$, которые можно определить из индикаторной диаграммы. Произведение $\lambda_c \lambda_{др}$ называют также индикаторным коэффициентом наполнения λ_i . К скрытым (влияние которых не видно из индикаторной диаграммы) относят коэффициенты нагрева λ_w , плотности $\lambda_{пл}$ и прочих потерь подачи λ_n .

Объемный коэффициент λ_c можно определить по формуле $\lambda_c = 1 - C(\pi^{1/m} - 1)$, где $C = V_m / V_c$ — относительное мертвое пространство; $\pi = p_{2км} / p_{1км}$ — отношение давлений нагнетания и всасывания; m — условный постоянный показатель политропы обратного расширения, при котором объемные потери от расширения такие же, как и в действи-

тельном процессе расширения; V_m — объем мертвого пространства.

Сплошная линия 3—4 на рис. 1.1, б изображает действительный процесс, а пунктирная 3—4 — процесс с постоянным показателем — m (показатель политропы конечных параметров — точек 3 и 4).

Для аммиачных компрессоров $m = 0,95 \div 1,1$, для R12 и R22 $m = 0,9 \div 1,05$.

Зависимость λ_c от π и C при $m = 0,95; 1,0; 1,05$ показана на рис. 1.2. В конструкциях современных компрессоров $C = 0,03 \div 0,06$, в компрессорах для низких температур (высокие π) $C = 0,015 \div 0,025$.

Коэффициент дросселирования. Этот коэффициент, обозначаемый $\lambda_{др}$, для компрессора с правильно сконструированными всасывающими трактами и клапанами составляет $0,98 \div 0,995$, поэтому при расчете принимают $\lambda_{др} = 1$. Типичные процессы в цилиндре вблизи НМТ показаны на рис. 1.3. Существенное снижение $\lambda_{др}$ наблюдается при преждевременном закрытии всасывающего клапана, которое возникает, когда сила давления пара меньше усилия упругих элементов, закрывающих клапаны, например при давлениях всасывания менее 25...35 кПа. Это ограничивает применение поршневых компрессоров по давлению всасываемого пара (не менее 20 кПа) и соответствующей температуре кипения холодильного агента.

При высоких температурах кипения при всасывании пара высокой плотности дроссельные потери не имеют существенного значения для объемной производительности. В ряде случаев

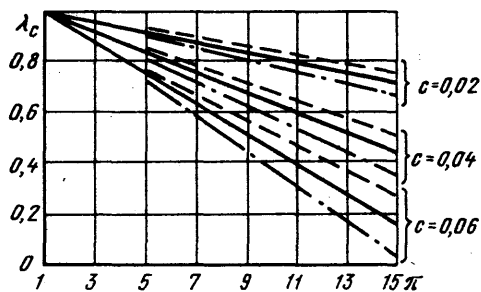


Рис. 1.2. Объемный коэффициент $\lambda_c = f(\pi)$; пунктиром показана зависимость при $m = 1,05$; сплошной линией — при $m = 1,0$; штрихпунктиром — при $m = 0,95$

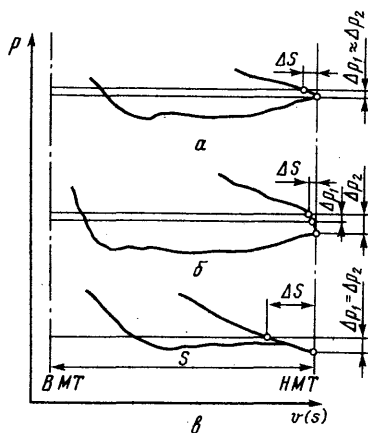


Рис. 1.3. Типичные процессы вблизи НМТ: а — R22 ($t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = 40^\circ\text{C}$); б — R12 ($t_0 = 5^\circ\text{C}$; $t_k = 40^\circ\text{C}$); в — R12 ($t_0 = -50^\circ\text{C}$; $t_k = 25^\circ\text{C}$); $\Delta p_1 = p_{1\text{км}} - p_{\text{вс.пол}}$; $\Delta p_2 = p_{1\text{км}} - p_{\text{нмт}}$; ΔS — потерянная часть хода поршня

наблюдается инерционный динамический наддув, при котором в начале движения поршня от НМТ продолжается втекание пара в цилиндр. При этом $\lambda_{\text{др}}$ достигает 1,0...1,03. Однако на этих режимах с депрессией на всасывании связаны большие потери энергии.

Коэффициент подогрева. Этот коэффициент, обозначаемый λ_w , удобно представить в виде произведения двух коэффициентов $\lambda_w = \lambda_{\text{вк}} \lambda_{\text{вц}}$, где $\lambda_{\text{вк}}$ учитывает подогрев во всасывающем тракте (от патрубков до клапана), $\lambda_{\text{вц}}$ учитывает подогрев в цилиндре. Эти коэффициенты определяют по формулам $\lambda_{\text{вк}} = v_{1\text{км}}/v_{\text{вс.кл}}$; $\lambda_{\text{вц}} = v_{\text{вс.кл}}/v_{\text{нмт}}$. Значения $\lambda_{\text{вк}}$, $\lambda_{\text{вц}}$ и λ_w для различных конструкций приведены на рис. 1.4.

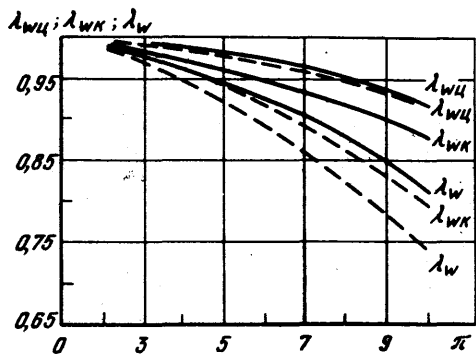


Рис. 1.4. Коэффициент подогрева λ_w и его составляющие: компрессора П80 с внешним приводом (сплошная линия); компрессора П80 со встроенным приводом (пунктир)

Влияние теплообмена на показатели компрессора, в частности на производительность, существенно зависит от конструкции и размеров компрессора. Особенно большое значение имеют процессы теплообмена в малых герметичных компрессорах.

Наряду с теплообменом внутри компрессора важнейшее значение имеет интенсивность теплообмена с окружающей средой (водяные охлаждающие рубашки, обдув внешним воздухом, системы охлаждения масла).

При определении λ_w для малых герметичных компрессоров производительностью менее 5 кВт учитывают относительно высокий отвод теплоты от кожуха компрессора. Особенно эффективен такой теплоотвод при обдуве воздухом (наиболее часто потоком воздуха после конденсатора). Отвод теплоты возрастает при повышении начальной температуры всасываемого пара $t_{1\text{км}}$, перегрева пара θ , что ведет к увеличению λ_w .

Коэффициент подогрева для таких компрессоров можно определять по формуле

$$\lambda_w = T_{1\text{км}} / (aT_k + b\theta),$$

где a и b — постоянные, зависящие от величины компрессора и способа его охлаждения. Обычно $1,05 \leq a \leq 1,2$; значения b представлены на рис. 1.5.

Типичное изменение температуры холодильного агента в компрессоре на примере герметичного компрессора ФГ 0,7 ~ 3 номинальной холодопроизводительностью 815 Вт показано на рис. 1.6. Соответствующие графики для компрессора холодопроизводительностью 80 кВт в исполнении со встроенным приводом приведены на рис. 1.7. С увеличением отношения давлений π возрастает температура в конце сжатия, что ведет

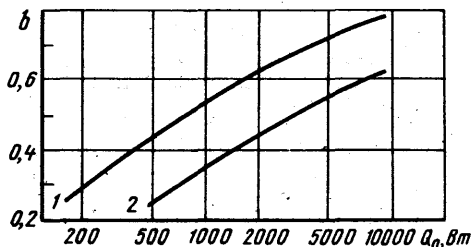


Рис. 1.5. Значения коэффициентов b при свободном (1) и принудительном (2) движении воздуха у кожуха

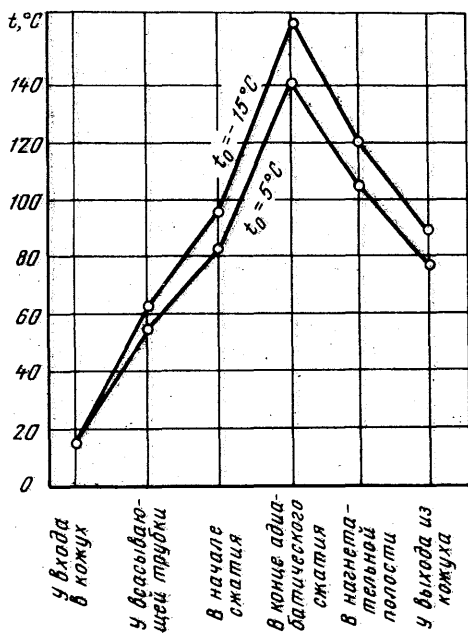


Рис. 1.6. Изменение температуры холодильного агента в герметическом компрессоре ФГО, 7 ~ 3 при $t_k = 30^\circ\text{C}$

к увеличению удельного теплопритока к всасываемому пару, повышается температура стенок газового тракта, цилиндра и поршня.

Температура пара в конце сжатия

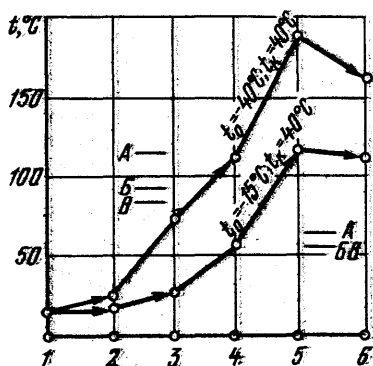


Рис. 1.7. Изменение температуры пара при прохождении всасывающего тракта компрессора ПБ80:

1 — во всасывающей трубке; 2, 3 — перед электродвигателем и после него; 4 — перед всасывающим клапаном; 5 — после нагнетательного клапана; 6 — в нагнетательной трубке; А — температура стенки цилиндра; В — масла в картере; В — обмотки электродвигателя.

зависит и от показателя изэнтропы k (возрастает с его увеличением). Поэтому в одном и том же компрессоре при равных π коэффициент λ_w на R717 ниже, чем при работе на R12 или R22.

Значение λ_w у компрессоров со встроенными электродвигателями существенно ниже, чем у тех же базовых моделей компрессоров, но с внешним приводом. Это обусловлено тем, что статор и ротор электродвигателя представляют собой развитую поверхность теплообмена, через которую к всасываемому пару передается тепловой поток со стороны нагнетания. Кроме того, встроенный электродвигатель сам является источником тепловыделений в количестве $Q_{\text{эл.дв}} = N_2(1 - \eta_{\text{эл.дв}})$, основная доля которых передается всасываемому пару.

Коэффициент плотности. Этот коэффициент, обозначаемый $\lambda_{\text{пл}}$, характеризует потери производительности из-за перетекания пара по зазору поршень — цилиндр. Типичная зависимость $\lambda_{\text{пл}} = f(\pi)$ для компрессора с поршневыми кольцами и $n = 25 \text{ с}^{-1}$ показана на рис. 1.8.

В компрессорах, не имеющих поршневых колец, $\lambda_{\text{пл}}$ может быть существенно ниже, однако соответствующим подбором величины зазора, материалов гильзы цилиндра и поршня (с учетом их коэффициентов теплового расширения) можно приблизить значения к приведенным на рис. 1.8. Возрастает $\lambda_{\text{пл}}$ и с увеличением частоты вращения. Компрессоры без поршневых колец выполняют почти исключительно при $n = 50 \text{ с}^{-1}$ в герметичных неремонтируемых конструкциях.

Коэффициент прочих потерь подачи. Этот коэффициент, обозначаемый $\lambda_{\text{п}}$, учитывает потери производительности, которые не являются органически неизбежными, но на практике иногда могут заметно снижать значение λ . Основные источники их — неплотное или несвоевременное закрытие клапанов. Иногда в коэффициенте $\lambda_{\text{п}}$ объединяют учет всех

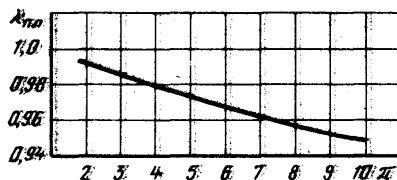


Рис. 1.8. Коэффициент плотности: $\lambda_{\text{пл}} = f(\pi)$

потерь, которые не удается выделить при экспериментальном исследовании или теоретически. Так, например, поступают, относя потери от подогрева внутри цилиндра также к прочим потерям. При этом считают $\lambda_w = \lambda_{wk}$.

На рис. 1.9 и 1.10 показаны типичные значения коэффициента подачи и отдельных его составляющих для различных компрессоров при работе на основных холодильных агентах R22 и R717 в зависимости от π и температуры кипения t_0 при постоянной температуре конденсации $t_k = 30^\circ\text{C}$.

Для герметичных компрессоров производительностью менее 2,5 кВт зависи-

мости коэффициента подачи λ от π и относительного мертвого пространства представлены на рис. 1.11.

Коэффициенты подачи современных холодильных поршневых компрессоров с частотой вращения $n = 25 \text{ с}^{-1}$ (герметичных с $Q \geq 5 \text{ кВт}$ и $n = 50 \text{ с}^{-1}$) с достаточной для инженерных задач точностью могут быть определены по формуле

$$\lambda = A \lambda_c \lambda_w = A [1 - C(\pi^{1/m} - 1)] [1 - B(\pi - 1)].$$

Постоянная A учитывает потери подачи от подогрева пара в цилиндре (λ_{wc}); от перетечек ($\lambda_{пл}$) и прочие

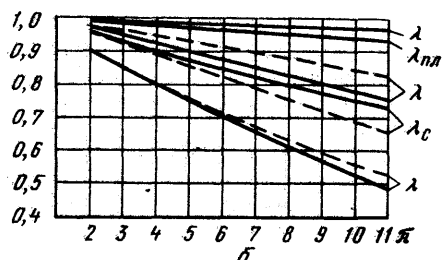
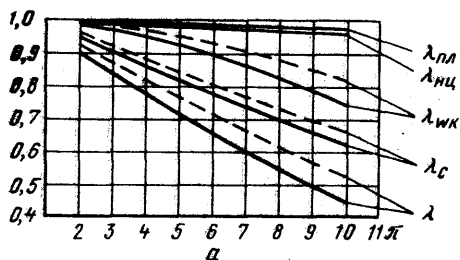


Рис. 1.9. Коэффициент подачи (наполнения) λ и его составляющие:

a — компрессора П80 с внешним приводом (пунктир); компрессора ПБ80 со встроенным приводом (сплошная линия); $\lambda_{др}$ и $\lambda_{пл}$ — общие для обоих типов; b — компрессоров П110 и П220 (оба с внешним приводом); работе на R22 соответствует пунктирная линия, на R717 — сплошная; $\lambda_{пл}$ и λ_{wc} — общие для R22 и R717

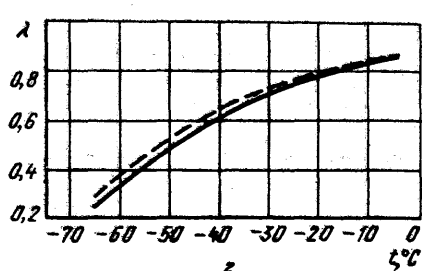
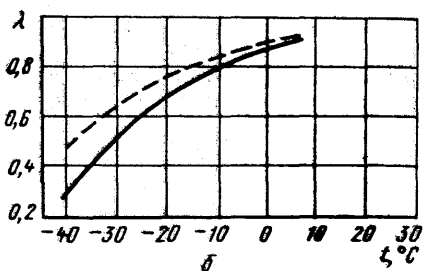
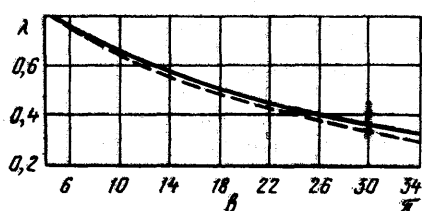
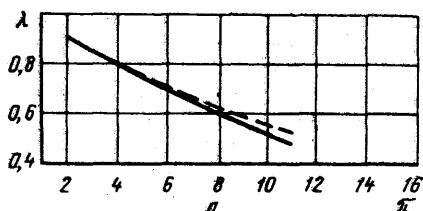


Рис. 1.10. Коэффициент подачи $\lambda = f_1(\pi)$ и $\lambda = f_2(t_0)$ при $t_k = 30^\circ\text{C}$:

a, b — для компрессоров П110 и П220 с $c = 4,5\%$ при работе на R717 (сплошная линия) и на R22 (пунктир); θ, z — для компрессора ФУС12 (специальные клапаны) при работе на R22 (сплошная линия) и на R502 (пунктир)

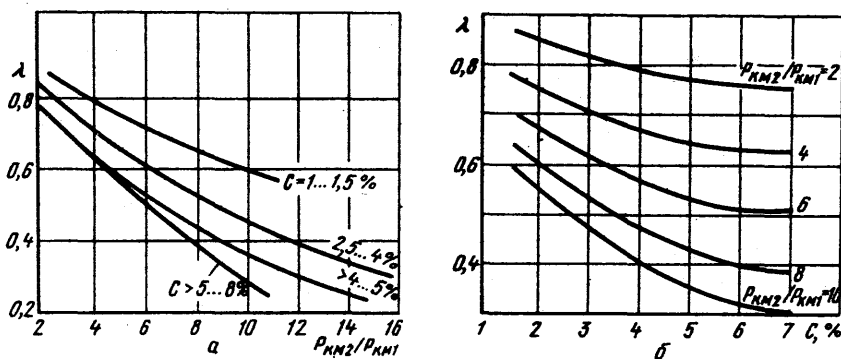


Рис. 1.11. Зависимость коэффициентов подачи герметичных компрессоров от отношения давлений (а) и относительного мертвого пространства (б)

(λ_n). Усредненные значения A , m и B , определенные на основе экспериментальных исследований, представлены в табл. 1.1.

Структура выражений в квадратных скобках определяет учет ими потерь производительности: от обратного расширения — первая скобка, от подогрева — вторая.

Холодопроизводительность. Для реального компрессора

$$Q = G_a q_0 = \lambda G_{a, \tau} q_0 = \lambda (V_{\text{км}} / v_{\text{вс}}) q_0,$$

где q_0 — холодопроизводительность 1 кг хладагента в принятом для расчета рабочем цикле холодильной машины, для которого установлены температуры (давления) кипения и конденсации, температуры всасывания и переохлаждения жидкости перед дросселирующим устройством.

Перечисленные параметры достаточны для расчета характеристик одноступенчатого холодильного цикла, а также для определения реальных значений λ и G_a , если известны зависимости $\lambda = f(\pi)$.

Холодильный цикл для определения q_0 выбирают в зависимости от назначения компрессора.

В ряде случаев эти циклы, называемые сравнительными, регламентируются стандартами.

Три основных типа сравнительных циклов и их варианты, для которых приведены и величины q_0 как разности удельных энтальпий в соответствующих точках цикла холодильной машины, показаны на рис. 1.12.

Энергетические показатели

Энергетические показатели реального холодильного компрессора, в том числе и поршневого, могут быть оценены различными способами. Применительно к ПК имеются два основных, принципиально отличающихся способа: оценка эффективности энергозатрат на производство холода (теплоты) с помощью холодильного коэффициента ϵ (коэффициента преобразования μ для тепловых насосов); сравнение удельных затрат энергии на работу реального и теоретического компрессоров (в целом и в отдельных процессах) с помощью КПД или подобных им величин.

Холодильный коэффициент. Представляет собой отношение холодопроизво-

1.1. Значения постоянных величин в формуле для коэффициента подачи

Компрессоры	A	m	B
С внешним приводом на R717 и R22 производительностью свыше 40 кВт; $n = 25 \text{ с}^{-1}$	0,93	1,04	0,01
Бессальниковые на R12 и R22 производительностью свыше 5 кВт; $n = 25 \text{ с}^{-1}$	0,93	1,04	0,015
Герметичные на R12 и R22 с одним поршневым кольцом; $n = 50 \text{ с}^{-1}$	0,91	1,035	0,021
Герметичные без поршневых колец на R12 и R22; $n = 50 \text{ с}^{-1}$	0,845	1,035	0,021

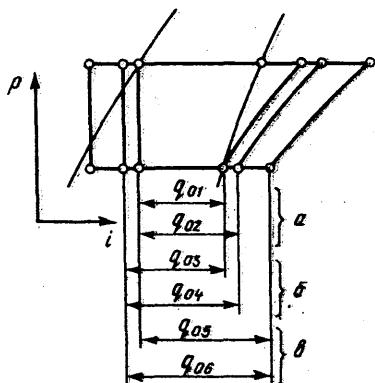


Рис. 1.12. Удельная холодопроизводительность q_0 сравнительных циклов:

а — циклы без переохлаждения жидкости (q_{01} — без перегрева в испарителе, q_{02} — с перегревом); б — циклы с переохлаждением жидкости внешним источником (q_{03} — без перегрева в испарителе; q_{04} — с перегревом); в — регенеративные циклы (q_{05} — без переохлаждения жидкости внешним источником, q_{06} — с переохлаждением)

длительности к мощности. Эффективный холодильный коэффициент $\varepsilon_e = Q/N_e$, где N_e — мощность на валу компрессора. Электрический холодильный коэффициент $\varepsilon_z = Q/N_z$, где N_z — мощность на клеммах электродвигателя.

Коэффициент преобразования. Представляет собой отношение теплопроизводительности к мощности. Соответственно эффективный коэффициент преобразования $\mu_e = Q_k/N_e$, а электрический $\mu_z = Q_k/N_z$.

КПД. Для компрессора КПД определяют как отношение теоретически необходимой работы сжатия 1 кг пара к работе в реальном компрессоре: $\eta = l_t/l_d = N_T/N_d$.

При выражении η через мощности принимают, что массовые производительности теоретического и реального компрессоров одинаковы.

Обычно для холодильных компрессоров рассматривают следующие КПД: внутренний η_i , для ПК именуемый также индикаторным, — характеризует процессы в цилиндрах и газовом тракте, включая процессы теплообмена, исключая непосредственные затраты энергии на преодоление сил трения. Потери трения во внутреннем КПД учтены лишь в части подвода к паре теплоты, образованной превращением в нее работы трения;

эффективный η_e — учитывает и не-

посредственные затраты энергии на трение;

электрический η_z — учитывает потери энергии в приводном электродвигателе.

Внутренний КПД $\eta_i < 1$ из-за гидравлических сопротивлений в клапанах, теплообмена, перетеканий пара и других потерь энергии, хотя работа, затрачиваемая непосредственно в процессе сжатия, в ряде случаев меньше, чем при изоэнтальпическом сжатии теоретического компрессора. Последнее связано с процессами теплообмена в цилиндре, ведущими к протеканию сжатия с переменным показателем политропы n . При работе с $n > 5 \dots 6$ этот показатель в конце сжатия может существенно уменьшаться и приближаться к 1 (изотерма) (рис. 1.13, линия 1–2 и точка 2).

Процесс обратного расширения сравнительно мало влияет на η_i .

Внутреннюю работу реального компрессора l_i определяют по индикаторной диаграмме, находя ее площадь и используя масштабы для перевода в координаты $p-v$.

Внутренняя мощность компрессора $N_i = p_i V_{km}$, где p_i — среднее индикаторное давление, определяемое по индикаторной диаграмме аналогично теоретическому p_{it} (см. рис. 1.1).

Площади индикаторных диаграмм реального и теоретического компрессоров различаются на величину заштрихованных площадок $\sum \Delta f_i$ (рис. 1.13), а средние индикаторные давления соответственно на величину $\sum \Delta p_i$, которая охватывает дополнительную работу, расходуемую на преодоление сопротивлений клапанов, учитывает возврат энергии при обратном расширении из мертвого пространства и отличия действительных процес-

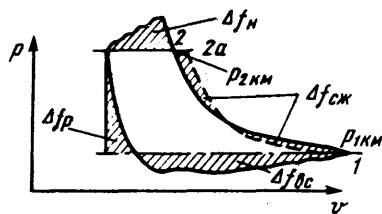


Рис. 1.13. Индикаторная диаграмма действительного компрессора:

1–2 — линия сжатия; 1–2а — линия сжатия по изоэнтальпии без учета наличия мертвого объема

сов сжатия от теоретического (по энтропии без мертвого объема в цилиндре).

Добавки к теоретическому среднему индикаторному давлению (со знаком «+» или «-») $\Delta p_i = (\Delta f_i m_p) / S$, где m_p — масштаб индикаторной диаграммы, Па/м; S — ход поршня.

Отношение $p_i = p_i / p_{it}$ называют коэффициентом индикаторного давления, который может быть больше или меньше 1.

По известным p_i и λ можно определить внутренний КПД: $\eta_i = \lambda / p_i$.

Внутренний КПД η_i можно подобно коэффициенту наполнения λ представить в виде произведения ряда коэффициентов β [13], каждый из которых характеризует воздействие отдельных реальных процессов в ПК на его энергетическую эффективность.

$$\eta_i = \beta_{сж} \beta_{рш} \beta_{вс} \beta_n \beta_{пл} = \lambda / p_i.$$

Представленные здесь коэффициенты β_i оценивают воздействие на энергетику процессов: $\beta_{сж}$ — сжатия; $\beta_{рш}$ — обратного расширения из мертвого пространства; $\beta_{вс}$ и β_n — потерь от депрессии во всасывающих и нагнетательных клапанах, включая соответствующие тракты, а также колебаний давления в полостях; β_w — подогрева всасываемого пара; $\beta_{пл}$ — перетечек по зазору поршень — цилиндр.

При этом принимается условное положение о взаимнезависимости воздействия каждого из процессов, оцениваемых коэффициентами β .

В действительности эти процессы между собой взаимосвязаны тепловыми потоками, которые они вызывают. Например, подогрев всасываемого пара (увеличение удельных энергозатрат) ведет к интенсификации теплоотвода в конце процесса сжатия (снижение показателя политропы сжатия и энергозатрат). Аналогична картина при разделении объемных потерь (λ_c). Например, процессы теплообмена влияют на протекание обратного расширения из мертвого пространства и, следовательно, на λ_c .

Коэффициент сжатия

$$\beta_{сж} = \frac{1}{1 + [(p_{2км} - p_{1км}) / p_{it} - 1] C \pm \Delta \bar{p}_{сж}},$$

где $\Delta \bar{p}_{сж} = \Delta p_{сж} / p_{it}$ (в дальнейшем все величины $\Delta p_i = \Delta p_i / p_{it}$).

Коэффициент $\beta_{сж}$ можно определить проще, если воспользоваться величиной $\Delta p_{сж}^I$, определяемой по площади $\Delta f_{сж}^I$, заключенной между действительной линией сжатия 1—2 (рис. 1.14) и изоэнтропой, проведенной из точки 1 в точку 2. Изоэнтропу, соединяющую точки 1 и 2, в отличие от изоэнтропы 1—2а проводят с учетом объема пара, находящегося в мертвом пространстве. Тогда значение

$$\beta_{сж} = 1 / (1 \pm \Delta \bar{p}_{сж}^I).$$

Коэффициент расширения

$$\beta_{рш} = \frac{\lambda_c}{1 - [(p_{2км} - p_{1км}) / p_{it} - 1] C - \Delta \bar{p}_{рш}}.$$

Коэффициент всасывания

$$\beta_{вс} = \lambda_{др} / (1 + \Delta \bar{p}_{вс}).$$

Коэффициент нагнетания

$$\beta_n = 1 / (1 + \Delta \bar{p}_n).$$

Коэффициенты $\beta_{сж}$, $\beta_{рш}$, $\beta_{вс}$, β_n связаны с процессами, имеющими отражение в индикаторной диаграмме. Они воздействуют на p_i и на λ (включают λ_c и $\lambda_{др}$). Существуют также потери, которые выражаются как компоненты λ ($\lambda_{пл}$ и λ_w) и на индикаторной диаграмме непосредственно не фиксируются: коэффициент подогрева $\beta_w \cong \lambda_w$; коэффициент плотности $\beta_{пл} \cong \lambda_{пл}$.

Влияние потерь от перегрева пара и от перетеканий пара через зазор поршень — цилиндр на энергетические характеристики (η_i) практически такое же, как и на производительность компрессора (λ). Произведение коэффициентов β_i выражается дробью, в числителе которой произведение величин

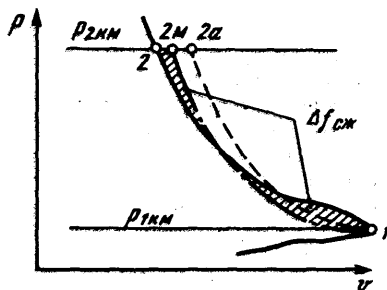


Рис. 1.14. Линии сжатия в индикаторной диаграмме:

1—2 — действительная с переменным показателем n ; 1—2а — по изоэнтропе компрессора без мертвого объема; 1—2м — по изоэнтропе компрессора с мертвым объемом

λ_i , равное коэффициенту подачи λ , а в знаменателе $\sum \Delta \bar{r}_i = r_i$, следовательно, произведение коэффициентов β_i сводится к дроби $\lambda/r_i = \eta_i$.

Характерные значения β_i и $\eta_i(\eta_a)$ в зависимости от π для современных холодильных ПК представлены на рис. 1.15.

В аммиачных компрессорах наибольшие потери связаны с подогревом пара (снижение β_w). Компрессоры, работающие на фреонах (R12 и R22), при $\pi \leq 4..5$ имеют наибольшие потери в клапанах. При увеличении π (снижение t_0) удельная доля потерь в клапанах убывает, но одновременно растут потери от подогрева; в наибольшей степени снижается β_w в компрессорах с прососом пара через встроенный электродвигатель.

В большинстве случаев $\beta_{сж} > 1$; существенное возрастание $\beta_{сж}$ характерно при $\pi \geq 5$ для компрессоров с интенсивным охлаждением.

Значение $\beta_{рш}$ в большинстве случаев составляет 0,97...1,03. Однако в бессальниковых компрессорах при работе на R502 при $\pi \geq 10$ достигается $\beta_{рш} = 1,1$.

В результате различного воздействия всех рассмотренных факторов зависимость $\eta_i = f(\pi)$ для компрессоров на R12 и R22 имеет максимум при $\pi = 3,5...4,5$. У аммиачных компрессоров этот максимум выражен слабо и смещен в область $\pi = 2,5...3,5$. Однако прекращение роста η_i с уменьшением π в этой области является следствием воздействия потерь в клапанах в современных высокооборотных компрессорах, для которых невозможно обеспечить требуемую по соображениям энергетики высоту подъема клапанных пластин из-за ограничений, связанных с прочностью последних.

Приведенные данные соответствуют компрессорам, конструкция клапанов которых обеспечивает значение $M = \frac{c_{кл}}{c_{зв}} \leq 0,25...0,3$ (см. ниже).

Значительная доля энергии в ПК расходуется также на преодоление сил трения. В мощность трения $N_{тр}$ обычно включают энергозатраты в механизме движения и на привод масляного насоса. Наибольшая доля $N_{тр}$ (до 50 %) приходится на работу поршневых колец. Мощность $N_{тр}$ существенно зависит от вязкости масла. Различным маслам соответствуют и разные температуры

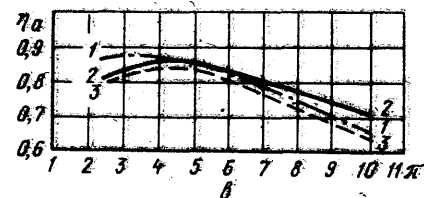
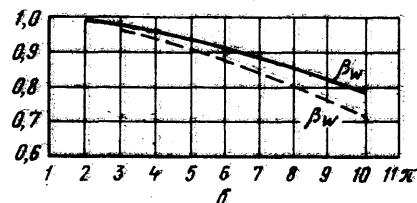
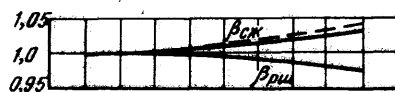
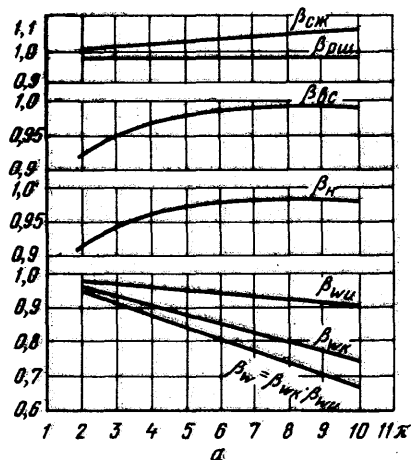


Рис. 1.15. Характерные величины коэффициентов β_i и индикаторного КПД η_i :

а — коэффициенты β_i для компрессора ПБ80 при работе на R22; б — коэффициенты β_i для компрессора П110 при работе на R717 (пунктир) и на R22 (сплошная линия); $\beta_{пл}$ для R22 и R717 одинаковы; в — адиабатный внутренний КПД η_a компрессоров П80 и ПБ80:

1 — при работе П80 на R717 (штрихпунктир); 2 — П80 — на R22 (сплошная линия); 3 — ПБ80 на R22 (пунктир)

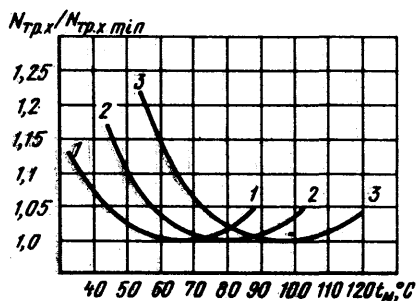


Рис. 1.16. Отношение мощности трения холодного хода компрессора при различных температурах масла в картере к минимальному ее значению для масел, имеющих вязкость:

1 — $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (16 сСт); 2 — $\nu = 25 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (25 сСт); 3 — $\nu = 30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (30 сСт)

масла в картере, при которых $N_{тр}$ имеет минимальное значение. На рис. 1.16 показано наличие таких минимумов при работе на холостом ходу для масел с различной начальной кинематической вязкостью ν при 50 °С. Работа при температурах масла выше соответствующей минимальной $N_{тр}$ нежелательна, поскольку дальнейшее снижение вязкости масла может привести к разрыву масляной пленки на поверхности трения.

Зависимость мощности трения от разности давлений на поршне и температуры масла в картере представлена на рис. 1.17. Приведенные графики полу-

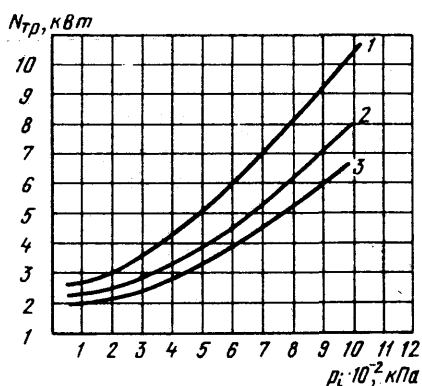


Рис. 1.17. Зависимость мощности трения от среднеиндикаторного давления p_i и температуры масла в картере для АУУ90 ($D_u = 82 \text{ мм}$, $S = 70 \text{ мм}$, $z = 8$, $n = 24 \text{ с}^{-1}$): 1 — $t_m = 25 \dots 30 \text{ °C}$; 2 — $t_m = 45 \dots 50 \text{ °C}$; 3 — $t_m = 60 \dots 65 \text{ °C}$

чены в результате опытов, в которых на протяжении всего хода поршня поддерживался заданный перепад давлений без сжатия в цилиндре. Эти опыты проводились на R22. При работе на большинстве холодильных агентов необходимо учитывать и количество растворенного в масле холодильного агента, что также влияет на вязкость масла, особенно при низких температурах. Однако при $t_m \geq 60 \text{ °C}$ количество растворенного в масле холодильного агента уже незначительно и можно пользоваться вязкостно-температурными характеристиками чистого масла.

Мощность трения возрастает с повышением частоты вращения. Увеличение $N_{тр}$ описывается степенной зависимостью с показателем 1,4...1,7, что, однако, справедливо лишь при повышении частоты вращения компрессора без изменения его конструкции.

При переходе к компрессорам с существенно большими частотами вращения, например от $n = 16$ к 25 с^{-1} или от 25 к 50 с^{-1} , не только изменяют основные геометрические размеры S и D_u , но и вносят другие принципиальные изменения в конструкцию с тем, чтобы при неизменной производительности работа трения существенно не увеличивалась или даже снижалась.

Сумма мощностей, расходуемых непосредственно на сжатие пара N_i и на трение $N_{тр}$, составляет мощность на валу компрессора, или эффективную мощность: $N_e = N_i + N_{тр}$.

Потери, связанные с трением, учитывает механический КПД

$$\eta_m = N_i/N_e = N_i/(N_i + N_{тр}).$$

Эффективный КПД учитывает в совокупности внутренние (индикаторные) и механические потери

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = N_{тр}/N_e = \epsilon_e/\epsilon_{\tau}.$$

Электрический КПД наряду с оценкой эффективности использования энергии, подведенной к валу, учитывает и потери в электродвигателе:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_e \eta_{эл.дв} = N_{тр}/N_{\Sigma} = \epsilon_{\Sigma}/\epsilon_{\tau},$$

где N_{Σ} — мощность на клеммах электродвигателя.

Типичные зависимости η_i , η_e , η_{Σ} и η_m от отношения давлений π для компрессоров с внешним приводом и со встроенным электродвигателем представлены на рис. 1.18.

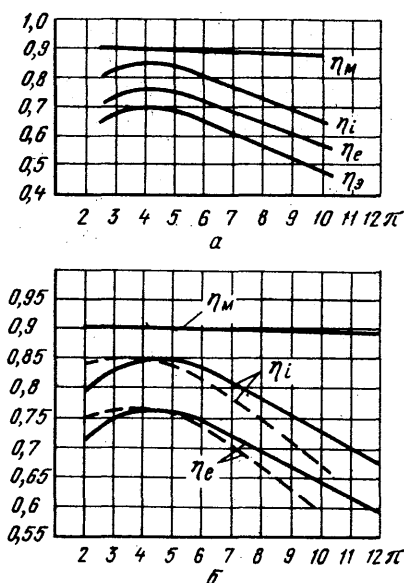


Рис. 1.18. Зависимость η_m , η_i , η_e , η_g от π для компрессоров с приводом от встроенного и внешнего электродвигателя (R22 — сплошная линия; R717 — пунктир):

а — компрессор со встроенным электродвигателем; б — компрессор с внешним приводом; η_m для R22 и R717 одинаковы

Эффективный КПД компрессора связан с коэффициентом подачи:

$$\eta_e = N_T / N_e = \Delta i_a V_{\text{кш}} \rho_{\text{кш}} \lambda / N_e.$$

По известным $\lambda = f_1(\pi)$ и $\eta_e = f_2(\pi)$ или $\eta_e = f(t_k, t_0)$ рассчитывают мощность N_e для любого режима работы компрессора

$$N_e = \Delta i_a V_{\text{кш}} \rho_{\text{кш}} \lambda / \eta_e.$$

При проектировании нового компрессора значения λ и η_e прогнозируют по характеристикам близкого по конструкции аналога.

При оценке показателей ПК способом сравнения удельных затрат энергии [3] КПД компрессора записывают в виде

$$\eta_d = \eta_e = v_s / v_e,$$

где $v_s = N_s / G$; $v_e = N_e / G$. Здесь N_s — изоэнтальная мощность сжатия в теоретическом компрессоре.

Из этого следует

$$\eta_e = 1 / (1 + \Delta \bar{v}_e),$$

где $\Delta \bar{v}_e$ — относительные энергетические потери; $\Delta \bar{v}_e = \Delta v_e / v_s = (v_e - v_s) / v_s = 1 / \eta_e - 1$.

Для анализа влияния различных факторов на энергетические показатели компрессора $\Delta \bar{v}_e$ представляют в виде суммы

$$\Delta \bar{v}_e = \sum \Delta \bar{v}_i = \Delta \bar{v}_{\text{пол}} + \Delta \bar{v}_r + \Delta \bar{v}_{\text{пл}} + \Delta \bar{v}_m.$$

В этом выражении $\Delta \bar{v}_{\text{пол}}$ учитывает потери, связанные с теплообменом в процессах сжатия и обратного расширения; $\Delta \bar{v}_r$ — потери (гидравлические) в клапанах и газовом тракте; $\Delta \bar{v}_{\text{пл}}$ — потери от перетечек пара через неплотности; $\Delta \bar{v}_m$ — механические потери. Поскольку каждое из слагаемых характеризует долю потерь того или иного вида, это позволяет выявить преобладающие потери и сопоставить между собой компрессоры различных типов и размеров.

Для компрессоров со встроенным электродвигателем, когда трудно определить мощность непосредственно на валу, пользуются модификацией данного метода анализа [7]. В этом случае

$$\begin{aligned} 1 / \eta_{\text{э}} &= v_3 / v_s = \bar{v}_s = \\ &= 1 + \Delta \bar{v}_{\text{пол}} + \Delta \bar{v}_r + \Delta \bar{v}_{\text{пл}} + \Delta \bar{v}_m + \Delta \bar{v}_{\text{эл.дв.}} \end{aligned}$$

Последнее слагаемое в этой сумме $\Delta \bar{v}_{\text{эл.дв.}} = \Delta v_{\text{эл.дв.}} / v_s$ учитывает потери во встроенном электродвигателе. Пример распределения затрат энергии в рассмотренном варианте анализа для гер-

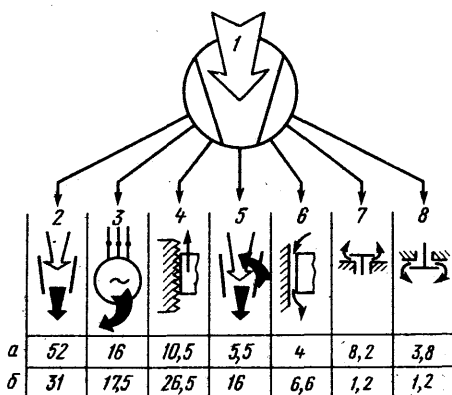


Рис. 1.19. Распределение энергосбережений в герметичном компрессоре ПГ10 (в %) при работе на R22:

1 — подведенная электроэнергия — 100 %; 2 — теоретическая работа при изоэнтальпическом сжатии; 3 — дополнительные энергосбережения (3 — потери в электродвигателе; 4 — работа трения; 5 — подогрева пара; 6 — перетечки; 7 — в нагнетательном клапане; 8 — во всасывающем клапане). Режим работы: а — $t_0 = 5^\circ\text{C}$; $t_k = 40^\circ\text{C}$; б — $t_0 = -40^\circ\text{C}$; $t_k = 40^\circ\text{C}$

метичного компрессора ПГ10 представ-
лен на рис. 1.19.

Доли потерь от подогрева $\Delta \bar{v}_{\text{пол}}$ и от перетечек $\Delta \bar{v}_{\text{пл}}$ достаточно большие, что связано с наличием развитой поверхности теплообмена между сторонами нагнетания и всасывания. Внутри кожуха компрессора, в который подводится всасываемый пар, расположены не только компрессор с электродвигателем, но и нагнетательные трубопровод и глушители. Повышение доли потерь от перетечек (особенно на режимах с низкими t_0) связано с отсутствием поршневых уплотнительных колец у герметичных компрессоров серии ПГ. Относительно малая величина потерь Δv_r обусловлена удачной конструкцией клапанов. При работе в режимах с низкими t_0 возрастают удельные затраты энергии на преодоление трения Δv_m , что при $n = 50 \text{ с}^{-1}$ проявляется особенно резко.

Исходные данные для расчета

Порядок расчета. Расчет компрессора выполняют, как правило, в следующем порядке: вначале определяют необходи-

мый объем, описываемый поршнями, затем выбирают основные геометрические размеры (см. раздел «Выбор основных размеров и конструктивных параметров») и в заключение проводят газодинамический, динамический и прочностной расчеты (см. соответствующие разделы).

Для определения необходимого объема, описываемого поршнями, достаточно знать холодопроизводительность, которую должен обеспечить компрессор при заданном режиме работы, а также располагать информацией о коэффициентах подачи компрессоров, близких к рассчитываемому по конструкции и производительности. Режим работы полностью определен, если выбран холодильный агент и заданы температуры кипения, конденсации, всасываемого пара и жидкости перед дросселирующим устройством.

Для компрессоров общего применения режимы работы, по которым определяют объем, описываемый поршнями, установлены нормативными документами и приведены в табл. 1.2 (спецификационные режимы). Кроме специ-

1.2. Сравнительные режимы для расчета поршневых компрессоров

Диапазон	Холодильный агент	Тип компрессора	Температура, °C				Режим
			t_0	t_k	$t_{\text{л км}}$	t_n	
Высокотемпературный	R12	ПГ, ПБ, П	5	40	20	35	Спецификационный
	R22		5	40	20	35	
	R12B1		5	60	20	55	
	R12		5	55	32	50	
Среднетемпературный	R22	ПГ, ПБ, П	5	55*	32	50	Информационный
	R12		-15	30	20	25	
	R22		-15	30	20	25	
	R717		-15	30	-10	25	
	R12	П**	-15	55	32	50	Спецификационный
	R12		-15	40	20	35	
	R12		-25	40	20	35	
	R12		-25	55	32	50	
	R22	ПГ, ПБ, П	-15	55*	32	50	Информационный
	R22		-15	40	20	35	
	R22		-25	40	20	35	
	R22		-25	55*	32	50	
Низкотемпературный	R717	П**	-15	35	0	30	Спецификационный
	R717	П**	-25	35	-10	30	
	R502	ПГ, ПБ, П	-35	30	20	25	
	R13B1		-35	30	20	25	
	R13		-80	-30	0	-35	
	R502		-35	55*	20	50	
							Информационный

* Только для компрессоров номинальной производительностью до 36 кВт.

** Только для компрессоров номинальной производительностью от 48 кВт и более.

кационных режимов в табл. 1.2 указаны информационные: при работе на этих режимах производительность и потребляемая мощность должны быть указаны в качестве информационного материала в технических условиях на компрессоры. Режимы, приведенные в табл. 1.2, используют при испытаниях компрессоров в целях определения их показателей и сравнения компрессоров между собой.

Специфика холодильного компрессора состоит в том, что его работа не ограничивается расчетным режимом; на практике всегда имеют место режимы, значительно отличающиеся из-за изменения внешних условий, необходимости остановок и пусков и др. от расчетного. Чтобы обеспечить нормальную работу всех узлов и деталей компрессоров, их рассчитывают с учетом условий эксплуатации.

Различают два расчетных режима (табл. 1.3), выбранных с учетом изложенного требования.

Первый расчетный режим. Этот режим — силовой, при котором на поршень и детали кривошипно-шатунного механизма действует предельная разность давлений нагнетания и всасывания; является исходным для расчета механизма движения на прочность.

Поршни, шатуны, поршневые пальцы, штоки, крейцкопфы, коленчатые валы, подшипники рассчитывают по силе, возникающей вследствие разности давлений, действующих на площадь поршня, и равной

$$R_{\text{рас}} = (\pi D_{\text{ц}}^2 / 4) (p_{\text{к}} - p_0).$$

Силы, вызываемые депрессией во всасывающих и нагнетательных клапанах, незначительны, а силы инерции возвратно-поступательно движущихся частей действуют в направлении, обратном $R_{\text{рас}}$, поэтому ими при расчете, как правило, пренебрегают (повышая запас прочности деталей).

Второй расчетный режим. Этот режим, при котором мощность на валу компрессора максимальна, соответствует максимальному значению среднего индикаторного давления $p_{\text{и}}$ (при максимальных температурах конденсации для выбранного холодильного агента и при $p_{\text{к}}/p_0 \cong 3$ и является исходным для расчета системы смазки, а также для подбора привода. Если компрессор предназначен для работы при нескольких

частотах вращения, то расчет ведут для случая работы при наивысшей из них, если для работы на разных холодильных агентах — то для случая, когда индикаторное давление имеет наибольшее значение.

При расчетах по второму расчетному режиму не учитывают силы трения и принимают $p_i = 1$; при этом среднее усилие на поршень за один цикл $R_{\text{ср}} = \pi D_{\text{ц}}^2 p_{\text{и}} / 4$.

Максимальная мощность $N_{\text{max}} = R_{\text{ср}} z n$; расчетный крутящий момент $M_{\text{рас}} = N_{\text{max}} / n$.

Выбор основных размеров и конструктивных параметров

К основным размерам и конструктивным параметрам поршневого компрессора относят соответственно объем, описанный поршнями в единицу времени, диаметр и ход поршня, количество цилиндров и частоту вращения.

При заданной холодопроизводительности (режим работы и вид холодильного агента также должны быть заданы) необходимый объем, описанный поршнями, определяют по формуле $V_{\text{км}} = Q_{\text{вс}} / q_0 \lambda$, принимая при этом значение коэффициента подачи λ по аналогии с проверенными образцами компрессоров, близких по конструкции и производительности.

Объем, описанный поршнями, определяют через основные размеры компрессора по формулам, приведенным в разделе «Теоретический компрессор». Выбор значений, величин, входящих в эти формулы ($D_{\text{ц}}$, S , z и n при $V_{\text{км}} = \text{idem}$), зависит в некоторой степени от конструктора, однако на этот выбор объективно оказывает влияние ряд факторов (геометрического, технологического или другого характера), сведения о которых приведены ниже.

Важное значение при расчете компрессора имеет частота вращения n . По мере развития холодильного машиностроения частота вращения повышается, а металлоемкость и габаритные размеры компрессоров снижаются. Одновременно улучшаются энергетические показатели компрессоров. Повышение n влияет на выбор отношения $S \neq D = \psi$, от которого зависит средняя скорость поршня, а следовательно, механические потери и износы деталей и узлов.

1.3. Расчетные условия для одноступенчатых поршневых холодильных компрессоров

Параметр	Компрессоры по ГОСТ 6492—76				Компрессоры новой градации											
	R22, R717	R12	R142	R13	Холодопроизводительность свыше 36 кВт								Холодопроизводительность до 36 кВт			
					R22, R717	R12	R12B1	R502	R13B1	R13	R22	R12	R12B1	R502	R13B1	R13
Первый режим																
Температура конденсации предельная t_k , °C	42	64** $\frac{50}{70}$	85** $\frac{70}{70}$	—15	50	70	100	45	35	—15	55	70	100	45	35	—15
Давление конденсации предельное p_k , МПа	1,67	1,67** $\frac{1,22}{1,08}$	1,57** $\frac{1,08}{0,78}$	1,47	1,96	1,88	1,69	1,88	1,96	1,47	2,2	1,88	1,69	1,88	1,96	1,47
Разность давлений предельная $(p_k - p_0)$, МПа e	1,18	1,18** $\frac{0,78}{0,78}$	1,18** $\frac{0,78}{0,78}$	1,18	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
Второй режим																
Среднее индикаторное давление $p_{i,ср}$, МПа	0,64	0,7** $\frac{0,47}{0,33}$	0,49** $\frac{0,33}{0,33}$	0,49	0,81	0,69	0,52	0,36	1,04	0,49	0,83	0,69	0,52	0,36	1,04	0,49
Температура кипения t_0 , °C	0* $\frac{10}{10}$	10	15	—60	0	10	20	—20	—20	—60	10	10	20	—20	—20	—60
Давление кипения p_0 , МПа	0,42** $\frac{0,68}{0,68}$	0,4	0,24	0,28	0,68	0,4	0,24	0,29	0,46	0,28	0,68	0,4	0,24	0,29	0,46	0,28

* В знаменателе указаны значения для R22, в числителе — для R717.

** В знаменателе приведены значения для компрессоров с диаметром цилиндра 101,6 мм и ходом поршня 70 мм, в числителе — для всех остальных компрессоров по ГОСТ 6492—76.

*** Значения пробных давлений при испытании прочности деталей компрессоров новой градации установлены в соответствии с требованиями Регистра СССР.

Компрессоры с большей частотой вращения характеризуются меньшими значениями ψ .

Отношение ψ для холодильных компрессоров принимают:

Крейцкопфные двойного действия	0,9...0,8
Бескрейцкопфные	0,8...0,6
Поджимающие	0,7...0,5

Частота вращения влияет непосредственно на силы инерции в механизме движения компрессора. Сила инерции возвратно-поступательных масс механизма движения пропорциональна ускорению j

$$j = (2\pi n)^2 \frac{S}{2} (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

где α — угол поворота кривошипа (от верхней мертвой точки), $\lambda = S/(2l_{ш})$ — отношение радиуса кривошипа $S/2$ к длине шатуна $l_{ш}$ (обычно $\lambda = 0,18...0,22$).

Наибольшего значения ускорение (и связанная с ним сила инерции) достигается в верхней мертвой точке, где $j_{max} \cong 23,7Sn^2$.

Фактором, характеризующим максимальное ускорение, является произведение Sn^2 . Динамические качества поршневого компрессора определяются не столько абсолютным значением фактора Sn^2 , сколько удельными (на 1 м^2 площади поршня) силами инерции

$$q = G_{ш} c Sn^2 / D_{ш}^2.$$

В компрессорах разных размеров, но одного типа (например, бескрейцкопфных) с одним отношением S/D связь между ходом поршня и частотой вращения n , обеспечивающая равенство удельных сил инерции [4],

$$S^{1,5} n^2 = \text{const}.$$

Из предпоследней формулы следует, что уменьшению удельных сил инерции способствуют как сокращение массы возвратно-поступательно движущихся деталей, в основном массы поршня, так и снижение величины отношения $\psi = S/D$. Однако если снижение массы полезно всегда (в пределах, допускаемых соображениями прочности и жесткости), то с уменьшением S/D увеличивается относительное мертвое простран-

ство, что нежелательно. Поэтому отношение S/D целесообразно увеличивать в тех случаях, когда это допустимо с точки зрения прочности деталей механизма движения и возможности обеспечить хорошую работу клапанов (см. ниже).

В конструкциях последних лет наблюдается рост S/D до 1 (в бескрейцкопфных компрессорах средней производительности с ходом поршня до 90 мм при частоте вращения 24 с^{-1}). При этом скорость поршня достигает $4,5 \text{ м/с}$, но использование высококачественных материалов и масел позволяет сохранить высокие значения долговечности деталей механизма движения.

Выбор числа цилиндров компрессора зависит от многих факторов. Компрессоры с большим z имеют относительно меньшие массы и габаритные размеры, меньшие нагрузки на механизм движения и обладают большими технологичностью и ремонтопригодностью. Малое число цилиндров z обуславливает сравнительно меньшую стоимость изготовления, большую надежность. Для определения числа цилиндров z вновь проектируемого компрессора рекомендуется проводить технико-экономическое сравнение вариантов с учетом возможностей производственной базы.

Расчет клапанов и газовых трактов

Расчеты ведут в целях определения минимально необходимых проходных сечений, обеспечивающих допустимые гидравлические потери в клапанах и других проходах. Другая задача расчета клапанов — определение характеристик движения пластины клапана, т.е. моментов открытия и закрытия клапана (соответствующих углов поворота кривошипа), скоростей в моменты соударения пластины с ограничителем ее подъема и с седлом клапана. По результатам расчетов судят также о наличии или отсутствии повторных отскоков пластины от седла после первоначальной посадки. Этими расчетами устанавливают и необходимые характеристики пружин клапанов: усилия и жесткость.

Расчеты газовых трактов в основном сводятся к расчету потерь давления вследствие гидравлических сопротивлений в местах мгновенного расширения потока, сужений, поворотов и т.п. Потери давления на прямолинейных

участках малы из-за их краткой протяженности и, как правило, малых скоростей потока на этих участках.

Суммарная потеря давления в газовом тракте

$$\Delta p = \sum_1^n \zeta_i \frac{c_i^2}{2} \rho = \sum_1^n \zeta_i \frac{V^2}{2f_i} \rho,$$

где ζ_i — коэффициент местного сопротивления на i -м участке; f_i — проходное сечение этого же участка.

Для предварительных оценок клапанов также можно воспользоваться этой формулой. При этом для большинства конструкций клапанов $\zeta = 1,5 \dots 3,0$. Меньшие значения относятся к клапанам, открывающимся непосредственно в цилиндр. У кольцевых и ленточных клапанов $\zeta = 2$. Значения ζ для участков газового тракта можно найти в справочниках по гидравлическим сопротивлениям [6].

Для различных участков газовых трактов одноступенчатых компрессоров могут быть рекомендованы скорости пара согласно табл. 1.4.

При предварительном расчете клапана определяют пропускную способность клапана (объемный расход пара через клапан)

$$V = \alpha f \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где $\alpha = 1/\sqrt{\zeta}$ — коэффициент расхода клапана; f — проходное сечение клапана; Δp — разность давлений на клапане.

При заданных Δp и ρ пропускная способность пропорциональна произведению $\Phi = \alpha f$, называемому эквивалентной площадью клапана.

При расчетах всасывающего и нагнетательного клапанов пользуются также понятием условной средней скорости пара в клапане

$$c_{\text{кл}} = c_m / \Phi$$

где c_m — средняя скорость поршня, $c_m = 2Sn$.

Коэффициент расхода α относится к полностью открытому клапану (пластина поднята до ограничителя). В действительности открытие и особенно закрытие происходят не мгновенно, а соответствуют существенной доле хода поршня.

В большинстве случаев клапаны, как и весь компрессор, имеют большую степень унификации для работы на различных холодильных агентах; различна в таких случаях лишь высота подъема пластины. Клапаны компрессоров, работающих на R12 и R22, унифицируют, как правило, полностью с обеспечением скоростей, приемлемых для R12, для которого они должны быть ниже, чем для R22 или R13.

Подробный расчет клапанов с определением характеристик, указанных в начале раздела, производят с помощью математических моделей, представляющих собой системы уравнений, учитывающих побудительное воздействие перемещения поршня в цилиндре на газовый поток через клапан, движение пла-

1.4. Рекомендуемые средние скорости пара в проходных сечениях газовых трактов компрессоров, м/с

Проходное сечение	Холодильный агент	
	R717	R12, R22, R13, R502, R13B1
Всасывающий патрубок (вентиль)	20...25	12...17
Каналы в электродвигателе и в зазоре ротор — статор	—	20...25
Отверстия в гильзе цилиндра перед клапаном	15...20	15...20
Всасывающий клапан		
седло и розетка	25...30	20...25
щель	40...50	20...35
Нагнетательный клапан		
седло и розетка	25...30	20...25
щель	35...45	25...35
Нагнетательный патрубок (вентиль)	25...30	20...25

стины клапана под воздействием давления газа, упругие силы пружин или самой пластины, воздействие демпферных полостей. Имеется и ряд других факторов, учет которых затруднен, например силы прилипания из-за масляной пленки.

При математическом моделировании клапанов обычно все уравнения приводят к безразмерному виду, для чего вводят понятие относительных потерь давления:

$$\kappa_{вс} = (p_{вс} - p)/p_{вс}; \quad \kappa_n = (p - p_n)/p,$$

(где p — текущее значение давления в цилиндре в процессах всасывания или нагнетания), а также безразмерную характеристику скорости пара в клапане. Последняя выражается отношением условной скорости $c_{кл}$ к скорости звука $c_{зв}$: $M = c_{кл}/c_{зв}$ и называется критерием скорости ($M_{вс}$ и M_n).

Вводят также понятие относительного перемещения пластины $\chi = h/h_{\max}$.

Расширение пара при истечении учитывается коэффициентом ε . Кинематические соотношения выражаются зависимостями перемещения и скорости поршня от угла поворота кривошипа $f(\varphi)$ и $f'(\varphi)$.

В итоге математическая модель сводится к двум дифференциальным уравнениям для каждого клапана. Входящие в эти уравнения величины сами могут быть выражены через другие с помощью сложных уравнений, в том числе и дифференциальных. Одно из уравнений математической модели относится к потерям давления в клапане, другое — к закону движения пластины. В общем виде эти уравнения выглядят следующим образом:

для всасывающего клапана

$$\frac{d\kappa_{вс}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)} \left[\frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{вс}} f(\kappa_{вс}) - k(1 - \kappa_{вс}) f'(\varphi) \right];$$

$$\frac{d^2\chi}{d\varphi^2} + z_{вс}^2(\chi + \chi_{0\text{вс}}) = B_{вс} \kappa_{вс};$$

для нагнетательного клапана

$$\frac{d\kappa_n}{d\varphi} = \frac{1}{f(\varphi)} \left[\frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_n} f(\kappa_n) + k(1 + \kappa_n) f'(\varphi) \right];$$

$$\frac{d^2\chi}{d\varphi^2} + z_n^2(\chi - \chi_{0n}) = B_n \kappa_n.$$

В этих уравнениях величины z и B учитывают собственную частоту колебаний системы: пластина — пружина и приведенную массу пластины.

На основе полученной с помощью математического моделирования относительной потери давления κ определяют затраты энергии на преодоление сопротивления клапанов.

Наряду с математическими моделями для клапанов имеются и математические модели [10], позволяющие оценить изменение давления в цилиндре и температуру газа в зависимости от угла поворота кривошипа. В них учитывают теплообмен между газом и окружающими его стенками, а также возможное изменение массы, связанное с перетечками по зазору поршень — цилиндр. Иногда делают попытки учесть и перетечки газа через закрытые клапаны.

В уравнениях математических моделей используется большое количество экспериментально определенных постоянных и переменных коэффициентов. К последним относится, например, коэффициент расхода α , который в ряде случаев из-за малого значения критерия Re при течении пара в щели клапана не находится в автомоделной области и поэтому является переменной величиной при различных режимах работы.

Динамический расчет

Динамический расчет проводят для определения сил и моментов, действующих в компрессоре, в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Результаты динамического расчета служат основой для определения необходимого махового момента маховика (или степени неравномерности вращения при заданных размерах маховика), расчета противовесов, определения неуравновешенных сил, действующих на фундамент, прочностных расчетов деталей компрессора, расчета подшипников на износ, а также для проектирования системы смазки.

На механизм движения работающего компрессора действуют силы давления пара в цилиндрах, силы трения, силы инерции и вращающий момент. При этом в опорах возникают реакции

(рис. 1.20). Для удобства расчета все эти силы представляют в единой форме — в виде удельных сил, отнесенных к единице площади торцевой поверхности поршня и имеющих размерность давления.

Силы давления p_r определяют из индикаторной диаграммы компрессора, работающего в расчетном режиме (см. «Исходные данные для расчета»). Индикаторную диаграмму строят аналитическим или графическим способом [4], учитывая при этом депрессии пара во всасывающем и нагнетательном трактах.

Рекомендуется принимать $\Delta p_{вс} \cong 0,05$ МПа, $\Delta p_n = 0,2$ МПа. Удельные силы трения возвратно-поступательно движущихся деталей $p_{тр.пс}$ считают постоянными и равными $\sim 0,06$ МПа.

Удельные силы инерции возвратно-поступательно движущихся деталей для различных положений коленчатого вала находят по формуле

$$I_{пс} = \frac{G_{пс}}{F_u} (2\pi n)^2 \frac{S}{2} (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

где $G_{пс}$ — масса поршня в сборе вместе с пальцем и той частью шатуна, которая участвует в возвратно-поступательном движении (обычно $1/3$ массы шатуна); для крейцкопфных компрессоров дополнительно учитывают массу штока и крейцкопфа.

Суммарная удельная сила

$$p_{св} = p_{сум} = p_r + p_{тр.пс} + I_{пс}.$$

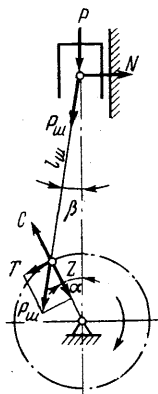


Рис. 1.20. Схема кривошипного механизма и сил, действующих в нем

Вдоль шатуна действует сжимающая удельная сила $p_{ш} = p_{св}/\cos \beta$, которая передается на кривошип и может быть разложена на составляющие: тангенциальную $T = p_{св} \sin(\alpha + \beta)/\cos \beta$ и радиальную $Z = p_{св} \cos(\alpha + \beta)/\cos \beta$.

На поверхность цилиндра со стороны поршня (или на направляющую со стороны крейцкопфа) действует удельная сила $N = p_{св} \tan \beta$, достигающая максимального значения при $\tan \beta = \lambda$, где $\lambda = S/(2l_{ш})$.

Вычислив значения T для различных положений кривошипа, строят диаграмму $T = f(\alpha)$. Если компрессор многоцилиндровый, то кривую тангенциальных составляющих строят для каждого цилиндра, учитывая, что газовые процессы в цилиндрах происходят со сдвигом один относительно другого; после этого все кривые суммируют. Для определения среднего значения тангенциальной удельной силы $T_{ср}$ проводят планиметрирование площади под суммарной кривой и строят равновеликий этой площади прямоугольник с основанием, равным длине диаграммы. Высота прямоугольника соответствует искомому значению $T_{ср}$.

Средний крутящий момент находят по формуле $M_{кр.ср} = 0,5 T_{ср} F_u S$.

На тех участках суммарной диаграммы тангенциальных сил, где $T > T_{ср}$, кинетическая энергия вращающихся масс (в основном маховика) расходуется и частота вращения вала уменьшается; на участках, где $T < T_{ср}$, энергия запасается и частота вращения увеличивается.

Степень неравномерности вращения вала

$$\delta = \frac{f F_u a b}{G_{мх} D^2 n^2},$$

где f — избыточная площадь диаграммы (одной волны) над ординатой $T_{ср}$, мм²; a и b — масштабы длин и давлений, соответственно м/мм и Па/мм.

Степень неравномерности уменьшается с повышением частоты вращения и с увеличением числа цилиндров. Поэтому степень неравномерности вращения компрессоров с переменной частотой вращения определяют при минимальной частоте, а компрессоров, регулирование производительности которых осуществляют отключением цилиндров, — при минимальном числе рабо-

тающих цилиндров. Степень неравномерности вращения компрессора желательно уменьшать, поскольку при этом повышается долговечность электродвигателя и уменьшается вибрация.

Рекомендуемая степень неравномерности вращения компрессоров δ с различными приводами приведена ниже.

Асинхронные электродвигатели с ременной передачей или эластичной муфтой и поршневые двигатели	1/25...1/40
Асинхронные электродвигатели с жесткой муфтой или насаженные на коленчатый вал	1/30...1/80
Синхронные электродвигатели с жесткой муфтой или насаженные на коленчатый вал	1/120...1/200

Силы инерции не замыкаются в компрессоре, а передаются на фундамент. Величина и направление сил меняются в зависимости от угла поворота коленчатого вала, вызывая дополнительные нагрузки на узлы компрессора и его вибрацию. Силы инерции могут быть уравновешены различными конструктивными приемами: установкой противовесов на щеках коленчатого вала, использованием рациональных схем расположения цилиндров и др.

При конструировании большинства компрессоров обеспечивают уравновешивание центробежных сил инерции от вращающихся деталей и сил инерции первого порядка от деталей, движущихся возвратно-поступательно.

Центробежные силы для данного компрессора постоянны по величине, и частота изменения их направления равна частоте вращения коленчатого вала. Эти силы автоматически уравновешиваются в компрессорах с валами, имеющими более одного колена, а момент от сил или сила в компрессоре с одноколенным валом могут быть уравновешены полностью при любой схеме вала и расположения цилиндров с помощью противовесов.

Центробежную силу определяют по формуле

$$R_{вр} = G_{вр}(2\pi n)^2 l_{вр},$$

где $l_{вр}$ — расстояние от центра тяжести неуравновешенной массы до оси вращения.

К вращающимся деталям относят шатунную шейку, неуравновешенную часть щеки вала, часть шатуна в зависимости от расположения его центра тяжести (обычно 2/3 массы).

Массу противовесов (обычно используют два одинаковых противовеса) для уравновешивания центробежных сил определяют из условия

$$2G_{пр}R_{пр} = G_{вр}R_{вр},$$

где $G_{пр}$ — масса одного противовеса.

Силы инерции первого порядка меняются по величине с частотой, равной частоте вращения вала, а линии их действия всегда совпадают с осями соответствующих цилиндров. Они равны

$$R_{пс1} = G_{пс}(2\pi n)^2 \frac{S}{2} \cos \alpha.$$

Степень уравновешивания сил инерции I порядка и их моментов, достигаемая в различных схемах компрессоров, приведена в табл. 1.5.

Противовесы, с помощью которых проводится уравновешивание, рассчитывают с учетом правил плеч [4]. Для противовесов $l_{пр}$ определяют с учетом истинного положения центра тяжести; кроме того, важно точно определить продольную координату центра тяжести (для учета длины плеч). Оставшиеся неуравновешенными силы инерции передаются на фундамент и учитываются при расчете.

В ответственных случаях принимают во внимание и силы второго порядка, величину которых определяют по формуле

$$R_{пс2} \cong G_{пс}(2\pi n)^2 R l \cos 2\alpha.$$

Приведенные формулы определяют силы, действующие в каждом цилиндре, и суммировать их необходимо с учетом направления действия сил по линии каждого цилиндра.

Для уменьшения вибрации, вызываемой неуравновешенностью движущихся деталей и узлов, коленчатые валы современных быстроходных компрессоров подвергают динамической балансировке; детали, движущиеся возвратно-поступательно, выполняют так, чтобы их массы минимально отличались от расчетных. Эти отклонения массы и дисбаланс должны быть тем меньше, чем выше

1.5. Степень уравниваемости сил инерции и моментов сил инерции первого порядка

Расположение цилиндров	Число колен вала	Угол между кривошипами вала, град	Число цилиндров	Угол между цилиндрами, град	Степень уравниваемости, %	
					сил	моментов
Вертикальное или горизонтальное	1	—	1	—	50	—
Угловое	1	—	2	90	100	—
Оппозитное	2	180	2	180	100	100
Вертикальное	2	180	2	0	100	50
V-образное	2	180	4	90	100	100
W-образное	2	180	6	60	100	100
VV-образное	2	180	8	45	100	100

частота вращения вала компрессора и чем выше требования по уровню вибрации. Указанные требования регламентируются.

Прочностные расчеты

На прочность рассчитывают поршни, поршневые пальцы, шатуны, шатунные болты, коленчатые валы, крышки простой конфигурации, штоки, пружины и ответственные крепежные элементы. Шатуны, коленчатые валы и штоки, кроме того, проверяют на жесткость.

Узлы и детали поршневых холодильных компрессоров рассчитывают на прочность по методикам и формулам, используемым в двигателестроении [8]. Входящие в формулы значения предельных допустимых напряжений, нагрузок и некоторых других величин при расчете поршневых холодильных компрессоров могут отличаться от значений, рекомендуемых для расчета двигателей. Рекомендуемые значения предельных нагрузок и других величин для деталей холодильных компрессоров приведены в табл. 1.6.

Холодильные агенты

Примерные диапазоны работы поршневых компрессоров на различных холодильных агентах указаны в табл. 1.7. Сведения о влиянии свойств холодильных агентов на показатели компрессора приведены в главе 5. Кроме указанных в табл. 1.7 в отдельных случаях (сравнительно редко) применяют другие холодильные агенты: пропан, пропилен, этан, этилен (последние два для каскадных холодильных машин). В ближайшее

время перечень холодильных агентов должен быть расширен в связи с природоохранной политикой государства (замена озоноразрушающих веществ озоноразрушающими; см. главу 5).

Современные поршневые холодильные компрессоры изготавливают практически полностью унифицированными для работы на различных холодильных агентах, тем не менее при едином исполнении предусматривают преимущественное применение тех или иных холодильных агентов для различных уровней температур кипения и конденсации.

При работе на различных холодильных агентах рабочие процессы в компрессоре существенно различаются. Эти различия связаны с термодинамическими и физическими свойствами холодильных агентов.

Заданный режим работы компрессоров определяется температурами кипения и конденсации. Каждый из холодильных агентов при этих температурах имеет свои давления $p_{1\text{км}}$ и $p_{2\text{км}}$, соответственно их отношение π и температуру в конце сжатия t_2 .

Ниже приведено сопоставление характеристик компрессора при работе на наиболее широко используемых холодильных агентах: R717, R22, R502, а также R12.

Сравнение условий работы на двух близких по уровню давлений холодильных агентах (R22 и R717) показывает, что различие характеристик компрессора в основном вызвано различиями в отношениях давлений и показателях изотропии (точнее, политропы) сжатия и расширения.

При заданных t_0 и t_k у R717 выше π и показатель политропы сжатия n . Это вызывает снижение λ_c , несмотря

1.6. Предельные значения напряжений, удельных нагрузок и других величин при расчете узлов и деталей поршневых холодильных компрессоров

Деталь, узел	Рассчитываемая величина	Рекомендуемое значение
Поршень (из алюминиевого сплава)	Напряжение, МПа изгиба днища сжатия стенки	30 40
Поршневой палец	Напряжение, МПа изгиба среза Овальзация диаметра	120 100 0,001 диаметра пальца
Шатун	Напряжение растяжения — сжатия в поршневой головке и стержне, МПа	100
Шатунный болт и болт противовеса (из легированных сталей)	Суммарное напряжение от растяжения, МПа	150
Коленчатый вал	Суммарное напряжение от изгиба и кручения, МПа	50
Поршень — цилиндр (поршень из алюминиевого сплава)	Удельная нагрузка на боковую поверхность, МПа	0,25
Поршень — палец (плавающий)	Удельная нагрузка на поверхность бобышек, МПа	8
Шатун — палец (бронзовая втулка)	Удельная нагрузка на поверхность втулки, МПа	10
Шатун — коленвал; коренной подшипник скольжения — коленчатый вал	Средняя удельная нагрузка при баббитовом вкладыше, МПа То же при сталеалюминиевом вкладыше, МПа Максимальная удельная нагрузка при баббитовом вкладыше, МПа То же при сталеалюминиевом вкладыше, МПа	2,5 3,5 4,5 5,5
Подшипник качения (коренная опора) при коэффициенте динамичности 1,6	Долговечность, ч	30 000

1.7. Условия работы компрессоров на различных холодильных агентах

Диапазон	Температура кипения, °C	Холодильный агент	Предельная температура конденсации, °C
Высокотемпературный	От 10 до —15	(R12) R134a	70
	От 10 до —15	R22	50
	От 20 до —5	R12B1	100
Среднетемпературный	От —10 до —25	(R12) R134a	70
	От —10 до —30	R22	50
	От 5 до —30	R717	50
Низкотемпературный	От —20 до —45	R143a, (R502)	45
	От —20 до —55	R143a, (R13B1)	35
	От —60 до —100	R23, (R13)	—15

Примечание. В скобках указаны хладагенты, которые при новых разработках не применяют.

на большую величину показателя политропы расширения m , а также приводит к повышению температуры нагнетания. Последнее приводит к снижению величины $\lambda_w(\beta_w)R717$ сравнительно с R22. Указанные различия возрастают с понижением температуры кипения. Наоборот, при сравнительно высоких температурах кипения (-10°C и выше) различия в π и $t_{2ц}$ становятся незначительными. В то же время потери в клапанах при работе на R717 в режимах с $\pi \leq 4$ существенно меньше, чем при работе на R22 и тем более на R12. Холодопроизводительность при работе на R22 и R717 в режимах с $t_0 = -30^\circ\text{C}$ и выше практически одинакова.

Из сравнения основных характеристик компрессора (холодопроизводительность Q и холодильный коэффициент ϵ) при работе на R22 и R717 видно, что при режимах с $\pi \geq 6$ преимущество имеет R22; при $\pi \leq 4$ лучше показатели у компрессора, работающего на R717. Однако такие режимы относятся главным образом к работе в системах кондиционирования воздуха, для которых R717 неприемлем. При режимах с $\pi \geq 9$ R717 существенно уступает R22 в отношении Q и ϵ и, кроме того, работа на R717 при $\pi > 10$ в одноступенчатом сжатии становится невозможной из-за высоких температур в конце сжатия.

Характеристики компрессора (Q и ϵ) при работе на R12 уступают его характеристикам при работе на R22 во всем диапазоне одноступенчатого сжатия. Отношения давлений π для этих холодильных агентов практически одинаковы (несколько меньшие значения π для R22). При режимах с t_0 ниже -30°C R12 применяют редко из-за вакуума на стороне всасывания. В связи с меньшим значением Q для R12 (при $V_{км} = \text{idem}$) удельные потери трения на этом холодильном агенте больше (меньше η_m). Поэтому R12 применяют преимущественно в режимах работы с высокими температурами конденсации.

Сопоставление R22 и R502 показывает преимущество последнего в режимах с t_0 ниже примерно -30°C . При работе на R502 ниже π и температура конца сжатия $t_{2ц}$. Вследствие этого выше λ (несмотря на меньшие значения m), выше Q и ϵ [4]. Вместе с тем значение $\beta_{рш}$ несколько выше и

достигает значений, равных 1,1 при $\pi = 20$. Одно из важнейших преимуществ R502 — обеспечение лучших условий охлаждения встроенного электродвигателя (подробнее — см. главу 5).

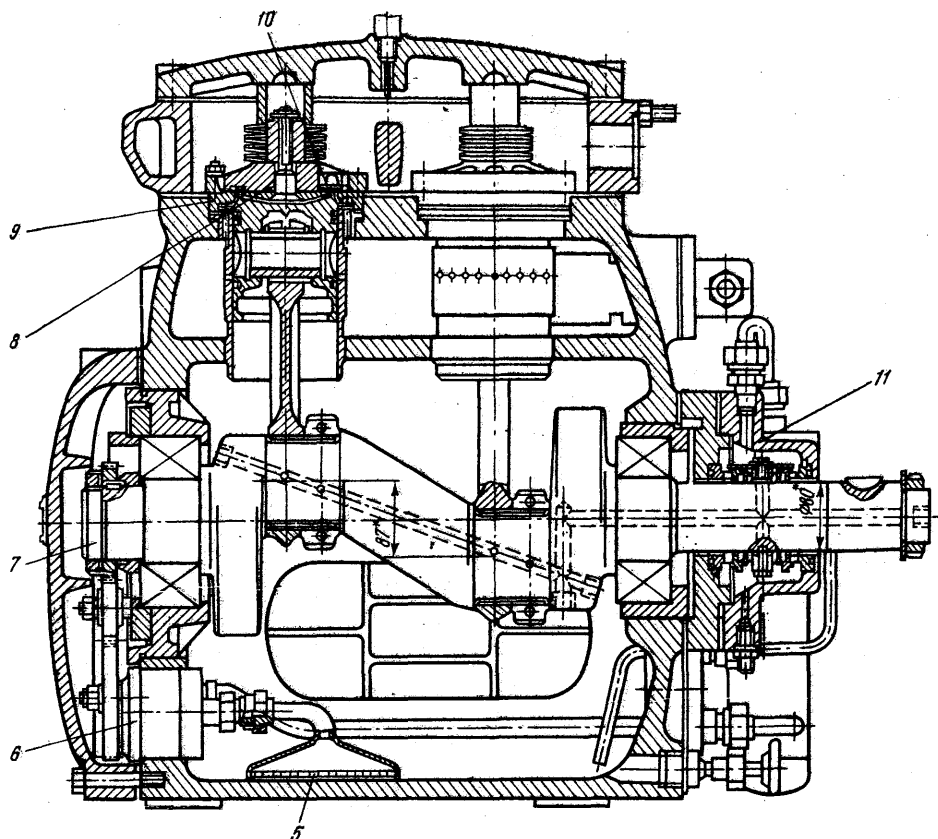
Показатели действительных компрессоров существенно отличаются от теоретических при работе на различных холодильных агентах. Так, теоретический холодильный цикл с изоэнтропным сжатием R12 эффективнее, чем со сжатием R717, R22 и R502, а действительные показатели компрессора, работающего на R12, ниже.

КОНСТРУКЦИИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ

Крупные компрессоры

Крупные компрессоры ($Q > 120$ кВт) выполняют крейцкопфными двойного действия (рис. 1.21) и бескрейцкопфными простого действия (рис. 1.22, 1.23). И те и другие компрессоры изготовляют с различным количеством цилиндров, в основном многоцилиндровыми, с таким расположением цилиндров и такими схемами коленчатых валов, которые помимо полного уравнивания вращающихся масс позволяют в наилучшей степени компенсировать силы инерции I порядка и моменты этих сил, возникающие от масс деталей, совершающих возвратно-поступательное движение.

Крейцкопфные непрямоточные компрессоры выпускают холодопроизводительностью свыше 600 кВт с частотой вращения, как правило, примерно до 8 с^{-1} . В настоящее время наиболее распространена конструкция с оппозитным расположением горизонтальных цилиндров (число цилиндров 2, 4 и 6). Некоторые фирмы США, ФРГ и других стран выпускают компрессоры с V-образным расположением цилиндров. Крейцкопфно-шатунный механизм размещен в раме, к которой примыкают фонари с крейцкопфными параллелями. Охлаждение цилиндров одноступенчатых компрессоров обычно водяное. Шатуны — с неразъемной верхней головкой и разъемной нижней. Компрессоры этого типа применяют для сжатия дешевых холодильных агентов (аммиак, этан, пропан), поскольку штоковые сальники не обладают абсолютной плотностью.



Проведена унификация отечественных газовых и холодильных оппозитных компрессоров. При этом раму, механизм движения и систему смазки выполняют одинаковыми, но в холодильных компрессорах устанавливают другие цилиндры со своими клапанами, сальниками и поршнями (см. рис. 1.21). Диаметр цилиндра холодильного компрессора подбирают по силе, которая возникает под влиянием максимальной разности давлений нагнетания и всасывания. Сила не должна превышать значения, установленного для конкретной машины ряда.

Приводом кривокопных компрессоров служат синхронные электродвигатели, ротор которых насаживают консольно на конец коленчатого вала. Применяют также привод от двигателей внутреннего сгорания (газомоторные компрессоры); при этом в угловых машинах вертикальные цилиндры являются моторными, а горизонтальные — компрессорными.

В кривокопных компрессорах масля-

ные насосы (для смазки кривошипно-шатунного механизма), холодильники для масла и лубрикаторы (для смазки цилиндров и сальников штока) обычно выполняют в виде отдельного агрегата с использованием для каждого смазочного устройства своего индивидуального электродвигателя.

В отечественных бесмасочных компрессорах используют поршневые кольца и уплотнения штоков (сальники), изготовленные из композиционных материалов на базе фторопласта, способных работать без смазки. Зарубежные фирмы выпускают компрессоры и с лабиринтными уплотнениями поршней (обычно на вертикальных цилиндрах).

Бескрейкопные компрессоры изготовляют холодопроизводительностью до 500 кВт в прямоточном и непрямоточном исполнениях. Отечественная промышленность выпускает бескрейкопные компрессоры до 250 кВт с частотой вращения до 24 с^{-1} .

В прямоточных компрессорах удобно

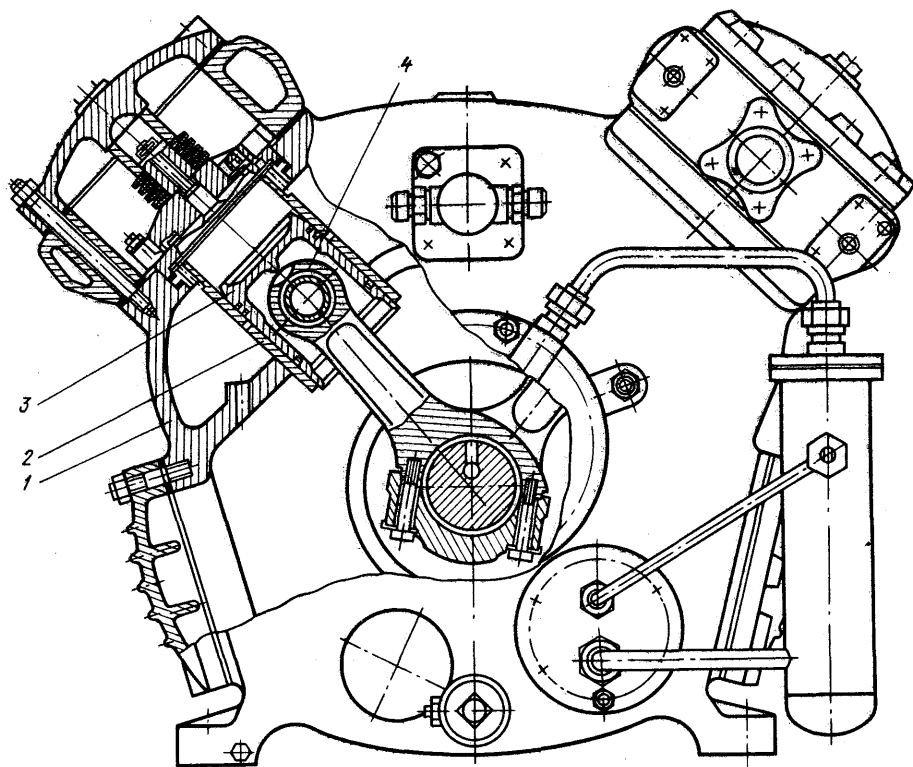


Рис. 1.23. Бескрейцкопфный непрямоточный сальниковый компрессор 2П110 холодопроизводительностью 131 кВт, работающий на R717 и R22 ($D_{ц} = 115$ мм, $S = 87$ мм, $z = 4$, $n = 24$ с⁻¹):

1 — блок-картер; 2 — гильза цилиндра; 3 — поршень с кольцами; 4 — шатун; 5 — заборный масляный фильтр; 6 — шестеренный масляный насос; 7 — коленчатый вал с противовесами; 8 — лонная крышка; 9 — всасывающий клапан; 10 — нагнетательный клапан; 11 — сальниковое уплотнение вала

размещаются эффективная водяная рубашка и клапаны (см. рис. 1.22). Однако большая масса возвратно-поступательно движущихся частей обуславливает большее значение работы сил трения в прямоточном компрессоре, худшую его уравновешенность (что предопределяет меньшую при прочих равных условиях частоту вращения), большие габариты.

В настоящее время прямоточные компрессоры отечественной промышленности не выпускаются, хотя в эксплуатации находится значительное количество таких машин.

Современные непрямоточные компрессоры (см. рис. 1.23) отрабатаны так, что их энергетические показатели не уступают показателям прямоточных и оппозитных компрессоров (рис. 1.24 и 1.25).

Конструкции крупных бескрейцкопфных компрессоров характеризуются всевозможным, как правило, расположением цилиндров (число цилиндров 4...16); применяют преимущественно блок-картерные конструкции со вставными гильзами цилиндров; коленчатые валы — двухопорные с противовесами или трехопорные при числе цилиндров более 8. Смазка — принудительная от насоса, приводимого в движение от коленчатого вала через промежуточные шестерни (затопленный) или непосредственно от носка вала (незатопленный). Компрессоры для работы на аммиаке имеют водяное охлаждение верхних частей блок-картера, проставок, образующих полость нагнетания или боковых крышек.

При работе на фреонах применяют чаще всего воздушное охлаждение

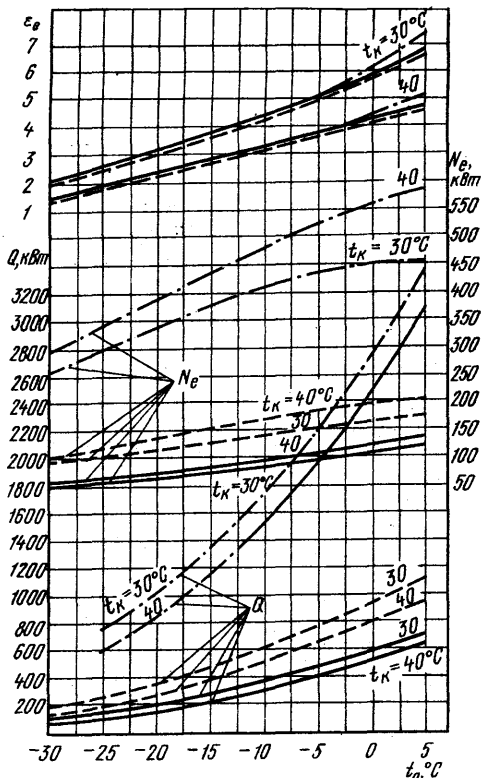


Рис. 1.24. Сравнительные характеристики крупных одноступенчатых компрессоров при работе на R717:

сплошные линии — П220 бескрейцкопфного непрямоточного 8-цилиндрового ($D_{\text{ц}} = 115$ мм, $S = 82$ мм, $n = 24$ с $^{-1}$); пунктир — АУУ400 бескрейцкопфного прямоточного 8-цилиндрового ($D_{\text{ц}} = 150$ мм, $S = 130$ мм, $n = 16$ с $^{-1}$); штрихпунктир — АО1200 оппозитного крейцкопфного непрямоточного 2-цилиндрового ($D_{\text{ц}} = 280$ мм, $S = 220$ мм, $n = 8,33$ с $^{-1}$)

корпуса компрессора. Картеры заполнены маслом, верхний уровень которого поддерживают на 10...15 мм ниже противовесов.

Блок-картерная конструкция имеет следующие преимущества: при эксплуатации сохраняется точная геометрия основных осей компрессора; относительно большая герметичность; большая жесткость и прочность конструкции при меньшей толщине стенок; простота ремонта цилиндров (из-за наличия сменных гильз).

Двухпорные, двухколенчатые валы, получившие наибольшее распространение, обеспечивают возможность исполь-

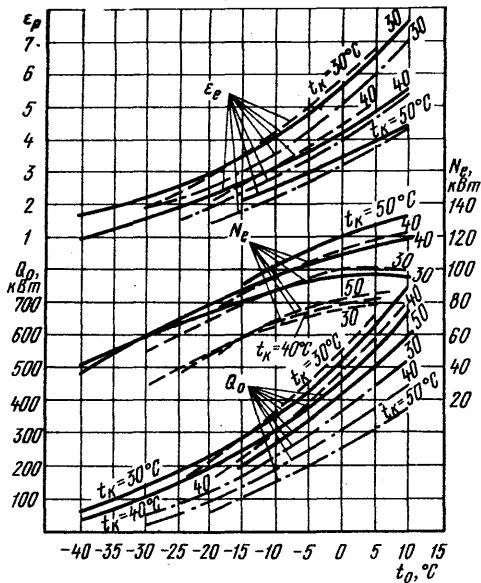


Рис. 1.25. Характеристики крупного одноступенчатого непрямоточного компрессора при работе на R22 (сплошная линия), R717 (пунктир) и R12 (штрихпунктир)

зования подшипников качения; большую компактность конструкции при размещении до четырех шатунов на одной шатунной шейке вала; удобное расположение противовесов; меньшую стоимость изготовления.

На базе одноступенчатых бескрейцкопфных компрессоров часто выполняют двухступенчатые компрессоры с большим процентом унификации деталей. Крупные бескрейцкопфные компрессоры выпускают в основном в салыньковом исполнении, однако в последнее время возрастает доля выпуска бессальниковых холодильных компрессоров, холодопроизводительность которых достигает 250 кВт.

Характеристики аммиачных компрессоров различного конструктивного исполнения — крейцкопфного непрямоточного двойного действия с оппозитным расположением цилиндров и двух бескрейцкопфных VV-образных простого действия (прямоточного и непрямоточного) — даны на рис. 1.24. Все эти компрессоры имеют водяное охлаждение цилиндров (или проставки). При этом холодопроизводительности (как и описываемые поршнями объемы) сравниваемых компрессоров отличаются почти

в 6 раз, а частота вращения в 3 раза ($8,33...24 \text{ с}^{-1}$), однако их средние скорости поршня близки ($4,15...3,66 \text{ м с}^{-1}$). Энергетические коэффициенты этих компрессоров, несмотря на коренное различие конструкций, близки во всем диапазоне одноступенчатого сжатия и достаточно высоки (см. рис. 1.24). Это показывает, что при правильном выборе основных конструктивных параметров у хорошо доведенных поршневых компрессоров тип принципиальной схемы не является решающим фактором, определяющим энергетические показатели.

Характеристики поршневого компрессора при работе на холодильных агентах R22, R12 и R717 показаны на рис. 1.25. Из графика видно, что R22 по сравнению с R717 энергетически более выгоден при температуре ниже -20°C и расширяет диапазон одноступенчатого сжатия до температуры

пенчатого сжатия до температуры -40°C за счет меньших значений μ , k и больших значений G_a при тех же t_k .

В диапазоне температур кипения $+5...-20^\circ\text{C}$ энергетические коэффициенты при работе на всех трех холодильных агентах практически равны.

Характеристики современного поршневого компрессора 2П110 при работе на R717 представлены на рис. 1.26.

Средние компрессоры

Средние компрессоры ($Q = 12...20 \text{ кВт}$) выпускают бескрейскопными с частотой вращения до 24 с^{-1} (29 с^{-1} при питании от сети 60 Гц.) Большинство фирм изготавливает такие компрессоры непрямоточными. Из сравнительных характеристик (рис. 1.27)

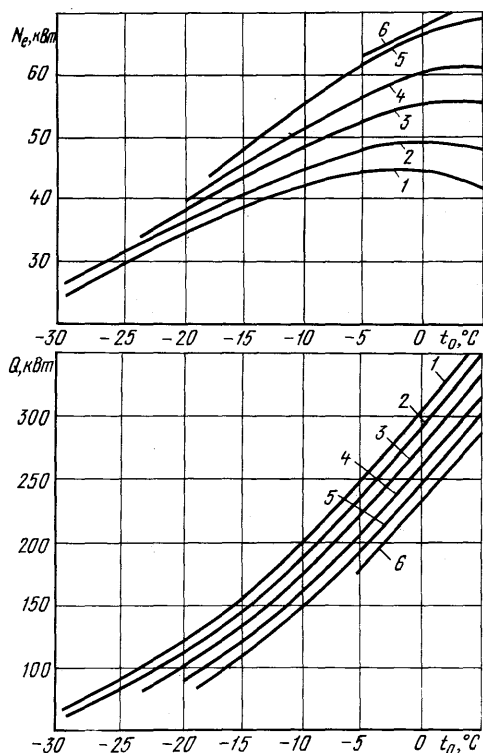


Рис. 1.26. Характеристики современного крупного 4-цилиндрового непрямоточного компрессора 2П110 ($D_u = 115 \text{ мм}$, $S = 87 \text{ мм}$, $n = 24 \text{ с}^{-1}$) при работе на R717: 1 — $t_k = 20^\circ\text{C}$; 2 — $t_k = 25^\circ\text{C}$; 3 — $t_k = 30^\circ\text{C}$; 4 — $t_k = 40^\circ\text{C}$; 5 — $t_k = 45^\circ\text{C}$; 6 — $t_k = 48^\circ\text{C}$

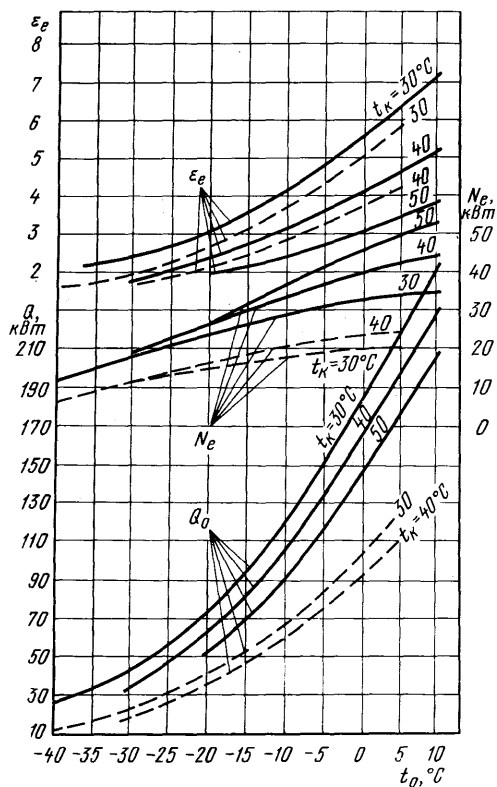


Рис. 1.27. Сравнительные характеристики средних компрессоров, работающих на R22 при $n = 24 \text{ с}^{-1}$:

сплошные линии — П80 непрямоточного 8-цилиндрового ($D_u = 76 \text{ мм}$, $S = 66 \text{ мм}$); пунктир — 22АУ45 прямоточного 4-цилиндрового ($D_u = 82 \text{ мм}$, $S = 70 \text{ мм}$)

двух близких по холодопроизводительности компрессоров — одного прямоточного, а другого — непрямоточного (с равными относительными мертвыми объемами $c = 4,5\%$ и одной и той же частотой вращения) видно, что удачно выполненная непрямоточная конструкция может иметь энергетическое преимущество перед прямоточной.

Конструктивные решения основных узлов и деталей средних компрессоров мало отличаются от используемых в крупных компрессорах. Здесь применяют те же холодильные агенты. В системе смазки осуществляют фильтрацию масла на всасывании и нагнетании или только на всасывании (при мощности двигателя менее 15 кВт).

Эту группу компрессоров выпускают преимущественно в бессальниковом исполнении (есть унифицированные модификации с внешним приводом, предназначенные для работы на аммиаке). Бессальниковые компрессоры имеют следующие основные преимущества по сравнению с сальниковыми: высокую герметичность и большую надежность; меньшие габариты (примерно в 1,5 раза) и массу (примерно на 40 %); меньшую стоимость монтажа и обслуживания; лучшие виброакустические характеристики. Это обусловило расширение применения бессальниковых компрессоров в холодильных машинах.

Бессальниковые компрессоры (рис. 1.28...1.30) выполняют непрямоточными с чугунными или в отдельных случаях алюминиевыми корпусами и минимальным количеством разъемов, с числом цилиндров 4, 6 или 8. Коленчатые валы (двухопорные) устанавливают горизонтально на подшипниках скольжения или качения, при этом, как правило, один подшипник расположен на концевой шейке вала, а другой — между кривошипно-шатунным механизмом и электродвигателем. Двухопорная схема вала и блок-картер компрессора обеспечивают равномерность зазора между ротором и статором встроенного электродвигателя. Ротор обычно располагают консольно, что облегчает монтаж и демонтаж. Уровень масла в картере должен быть не менее чем на 10 мм ниже зазора между ротором и статором, так как наличие масла в зазоре приводит к повышенным затратам мощности и увеличивает унос масла из компрессора.

Чаще всего встроенный электродвигатель охлаждают всасываемым паром; при этом интенсивное охлаждение, не зависящее от температуры окружающей среды, позволяет перегружать двигатель в 1,5...1,8 раза против номинальной мощности. Вследствие этого бессальниковые компрессоры имеют встроенные двигатели значительно меньших мощности и массы, чем открытые. Установка в бессальниковых компрессорах двигателей пониженной номинальной мощности не снижает мощности, потребляемой из сети. Пусковой момент в связи с заниженной установленной мощностью у встроенных электродвигателей должен быть повышенным (в зависимости от числа цилиндров и наличия устройств, разгружающих запуск, он обычно превышает номинальный в 1,5...2 раза). Для обеспечения нормальной работы в режимах с малым количеством всасываемого пара ($t_0 < -30^\circ\text{C}$ и $\pi > 10$) изоляция обмотки должна длительно выдерживать температуру до 125°C с учетом свойств среды, в которой работает двигатель.

Важная особенность бессальниковых компрессоров состоит в том, что их масляные насосы должны быть реверсивными, так как направление вращения коленчатого вала в таких компрессорах не поддается внешнему контролю. В редких случаях применяют неревверсивные насосы, но тогда компрессоры оснащают дополнительной системой защиты, предотвращающей вращение электродвигателя в недопустимом направлении.

Теплота, отведенная холодильным агентом от встроенного электродвигателя, снижает в зависимости от рабочего режима полезную холодопроизводительность (при $\pi = 4...9$ соответственно на 3...10 % для средних компрессоров). При повышении КПД электродвигателя холодопроизводительность компрессора повышается, причем с увеличением КПД двигателя на 1 % Q возрастает примерно на 1,5 %.

Сравнительные характеристики сальникового и бессальникового 8-цилиндровых компрессоров (рис. 1.31) с одними и теми же конструктивными параметрами ($D_{ц} = 76$ мм, $S = 66$ мм, $n = 24$ с⁻¹, $c = 4,5\%$) показывают, что энергетические показатели в диапазоне температур кипения $+10...-10^\circ\text{C}$ у обеих модификаций компрессоров при-

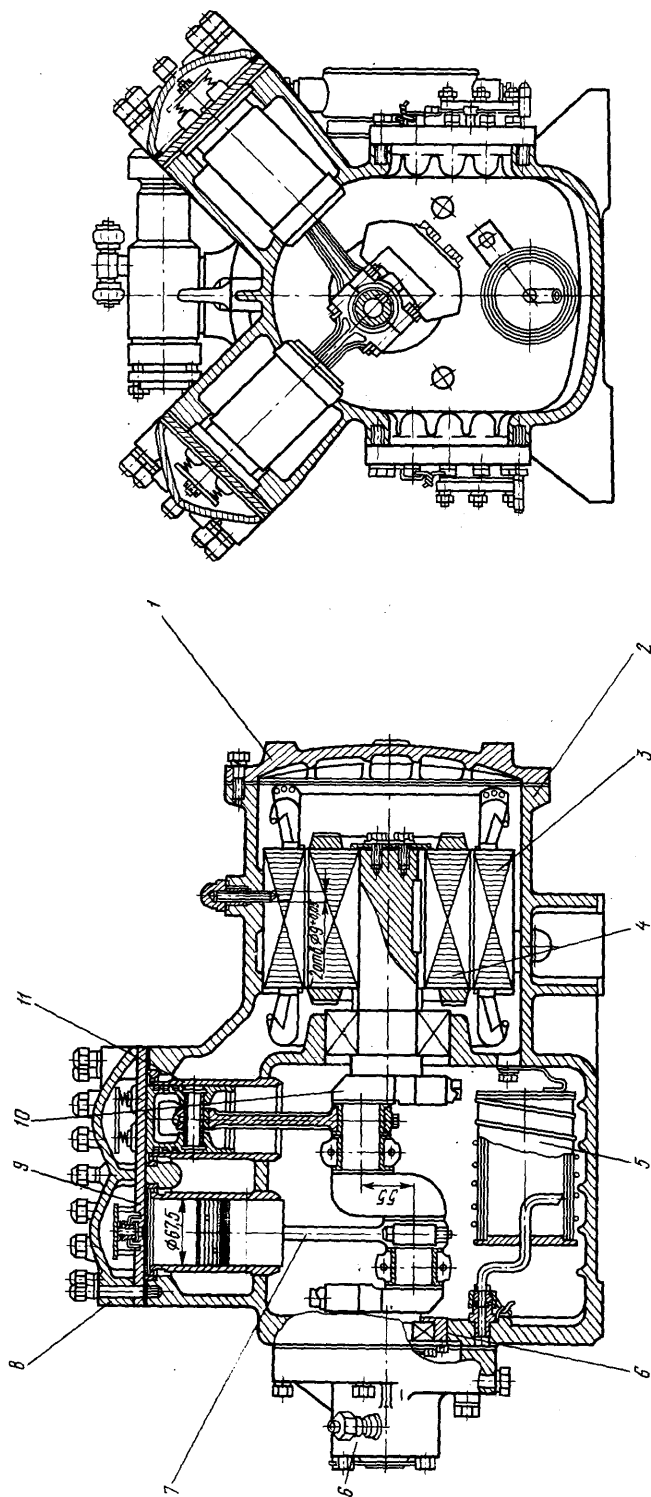


Рис. 1.28. Бессальниковый компрессор 4ПБ20 холодопроизводительностью 26 кВт ($n = 24 \text{ с}^{-1}$), работающий на R22:
 1 — задняя крышка; 2 — блок-картер; 3 — статор; 4 — ротор; 5 — мас-

ляный фильтр; 6 — масляный насос; 7 — шатунно-поршневая группа; 8 — крышка цилиндра; 9 — доска со всасывающими и нагнетательными клапанами; 10 — коленчатый вал с противовесами; 11 — гильза цилиндра

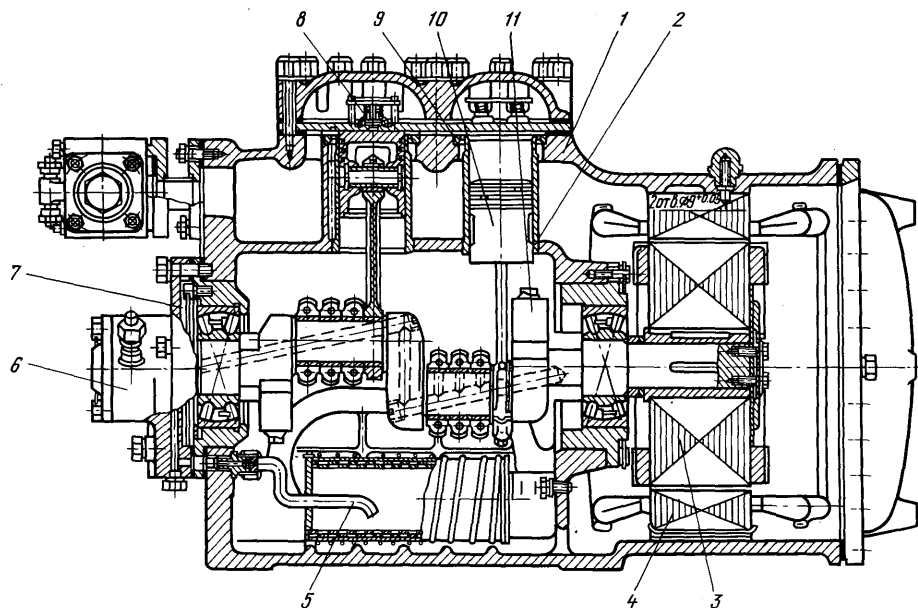


Рис. 1.29. Бессальниковый компрессор 4PB28 холодопроизводительностью 36,5 кВт ($n = 1$ — блок-картер; 2 — гильза цилиндра; 3 — ротор; 4 — статор; 5 — масляный фильтр; 6 — насос; 7 — поршневая группа; 11 — коленчатый вал с противовесами; 12 — газовый фильтр

мерно одинаковы (с учетом КПД электродвигателя для внешнего привода, равного $\sim 0,88$). При t_0 ниже -15°C бессальниковые компрессоры несколько уступают сальниковым. У современных бессальниковых компрессоров диапазон работы так же, как и у сальниковых, лимитируется максимально допустимыми температурами нагнетания и масла.

Результаты измерения температур при работе на различных режимах трех моделей компрессоров со встроенными электродвигателями представлены на рис. 1.32. При обеспечении более низкой (по сравнению с условиями эксперимента) температуры всасывания, а также при принудительном обдуве корпуса воздухом компрессоры производительностью до 35 кВт работоспособны во всем диапазоне одноступенчатого сжатия R22 ($t_0 \geq -40^\circ\text{C}$, $t_k \leq 50^\circ\text{C}$).

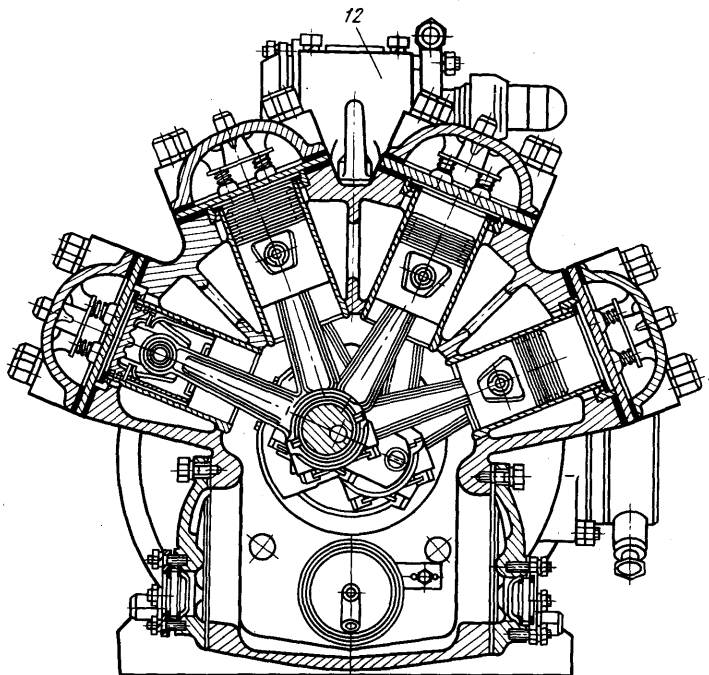
При производительности 45...90 кВт из-за относительно меньшей поверхности теплоотдачи во внешнюю среду допустимый диапазон работы бессальниковых компрессоров по температуре кипения на 5°C уже, чем у сальниковых.

Сальниковый компрессор П50, предназначенный для работы на R12, R22 и R717, унифицированный с бессальниковым компрессором той же базы (см. рис. 1.30), показан на рис. 1.33. Характеристики этого компрессора ($D_{\text{ц}} = 76$ мм, $S = 76$ мм, $z = 4$, $n = 24$ с $^{-1}$) показаны на рис. 1.34.

Характеристики бессальникового компрессора ПБ100 ($D_{\text{ц}} = 76$ мм, $S = 76$ мм, $z = 8$, $n = 24$ с $^{-1}$) при работе на R12 и R22 приведены на рис. 1.35.

Малые компрессоры

К малым условно относят ПК холодопроизводительностью менее 12 кВт (к малым относят также все герметичные компрессоры, даже если их холодопроизводительность превышает указанный предел). Принято деление малых компрессоров на две группы: с Q от 3,5 до 12 кВт (общепромышленного назначения) и с Q менее 3,5 кВт (в основном для торговли, транспорта и бытовых холодильников).



$\approx 24 \text{ с}^{-1}$), работающий на R22:

устройство подачи масла в вал; 8 — нагнетательный клапан; 9 — всасывающий клапан; 10 — шатунно-

Компрессоры холодопроизводительностью 3,5...12 кВт. Такие компрессоры выпускают только непрямочными, в основном со встроенными электродвигателями. Сальниковые модификации применяют в специальных случаях (привод от двигателя внутреннего сгорания, от электродвигателя постоянного тока и др.).

Число цилиндров в малых компрессорах достигает 4, частота вращения 24 с^{-1} . Модификации для транспортных установок более быстроходны (частота вращения до 50 с^{-1}).

Корпусные детали компрессоров для стационарного холодильного оборудования выполняют из чугуна, а для транспортных установок — часто из алюминия. Шатуны имеют тонкостенные вкладыши или заливку баббита в тело головки шатуна (у стальных шатунов). Отверстия под палец и шатунную шейку в алюминиевых шатунах можно выполнять без каких-либо втулок и вкладышей. Цилиндры и крышки цилиндров охлаждаются, как правило, потоком воздуха вентилятора конденсатора.

Смазка барботажная или от насосов специальной конструкции, расположенных непосредственно на одном из концов вала.

Двухцилиндровый бессальниковый и сальниковый малые компрессоры для холодильных машин, применяемых в торговых агрегатах при n до 24 с^{-1} , показаны на рис. 1.36 и 1.37.

Конструктивные формы компрессоров для транспортных установок мало отличаются от описанных выше. Некоторые отличия обусловлены спецификой охлаждения: ограниченной площадью и объемом машинных отделений, наличием дополнительных внешних сил (удары, вибрации), качкой. В ряде случаев в связи с жесткими требованиями к уровню шума и вибраций, создаваемых компрессорами и другим оборудованием, выбирают многоцилиндровые схемы, обеспечивающие минимальные возмущения, передаваемые на фундамент. При изготовлении картеров, крышек и других корпусных деталей применяют легкие сплавы, сварные конструкции.

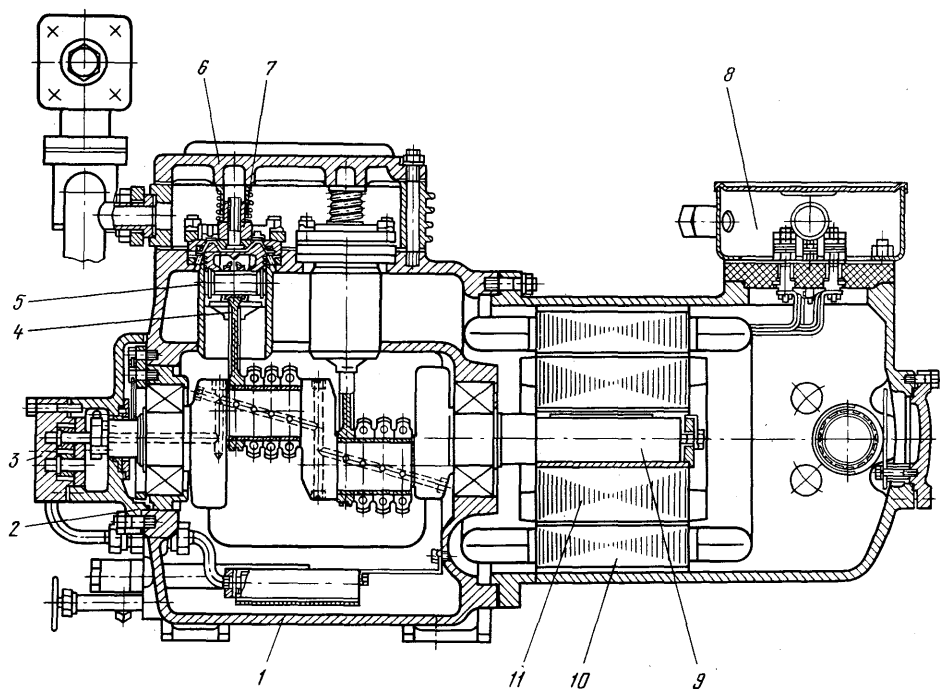


Рис. 1.30. Бессальниковый компрессор ПБ100 холодопроизводительностью 102 кВт при работе
 1 — блок-картер; 2 — крышка; 3 — масляный насос; 4 — шатунно-поршневая группа; 5 — гильза ци-
 10 — статор; 11 — ротор

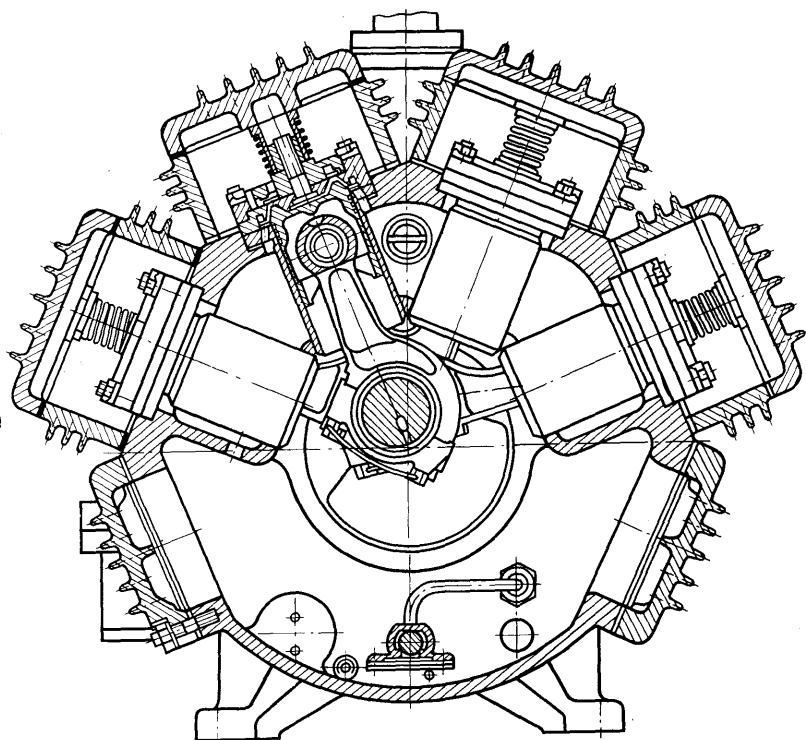
Для уменьшения массы и габаритных размеров транспортных компрессоров повышают частоту вращения (годовая наработка в 2...4 раза меньше, чем у компрессоров стационарных установок). При этом несколько ухудшаются энергетические показатели и сужается (на 5...10 °С по сравнению с температурами, указанными в табл. 1.7) рабочий диапазон. Ухудшение энергетических показателей компенсируется уменьшением масс, габаритных размеров и упрощением конструкции, а следовательно, повышением надежности работы и управления холодильной машиной в целом.

Для улучшения условий охлаждения обрезают цилиндры, их верхние крышки и картер, а в бессальниковых компрессорах — корпус статора электродвигателя.

Примерами малых компрессоров, спроектированных с учетом преимущественного применения в транспортных

установках, являются компрессоры ФУ-4А (рис. 1.38) и П10 (рис. 1.39). Предельная частота вращения 50 с^{-1} . Оба компрессора преимущественно используют для работы на R12, так как конденсаторы машин охлаждаются воздухом температурой до 45—50 °С. Все корпусные детали компрессора и шатуны — из алюминиевого сплава. Смазка осуществляется масляным насосом, расположенным на валу.

В судовых холодильных установках охлаждающей средой служит морская вода, поэтому для защиты металлических поверхностей водяных рубашек цилиндров и крышек компрессоров от коррозии применяют цинковые и другие протекторы. Крен (до 45°) и дифферент (до 15°) кораблей учитывают при конструировании масляной ванны картера компрессора. При этом компрессоры рекомендуются устанавливать с расположением оси вала параллельно оси корабля для уменьшения влияния гиро-



на R22 ($D_{\text{ц}} = 76$ мм, $S = 76$ мм, $z = 8$, $n = 24$ с⁻¹):

1 — лунда; 6 — крышка; 7 — клапан; 8 — клеммная коробка; 9 — коленчатый вал с противовесами;

скопического эффекта на коренные подшипники и для защиты масляных заборных фильтров от оголения при бортовой качке. Иногда фильтры устанавливают в центре нижней части специально углубленных масляных ванн.

Двухцилиндровый бессальниковый компрессор ПБ10, унифицированный со средними компрессорами (см. рис. 1.28 и 1.29), представлен на рис. 1.40.

Характеристика компрессора ПБ10 приведена на рис. 1.41.

Понятие крупные герметичные компрессоры является условным; верхняя граница их применения непрерывно изменяется в сторону увеличения производительности (до 100 м³/ч). Наиболее крупные герметичные компрессоры выпускаются японскими фирмами «Дайкин», «Хитачи» и «Санио», а также рядом американских фирм.

Диапазоны работы компрессоров по температурам кипения и конденсации непрерывно расширяются за счет приме-

нения новых холодильных агентов и масел, введения систем охлаждения масла, увеличения термостойкости встроенных электродвигателей и повышения их КПД, применения клапанов с уменьшенным мертвым объемом.

В крупных герметичных компрессорах используют чаще всего кривошипно-шатунный механизм с коленчатым или эксцентриковым валом и соответственно с разъемным и неразъемным шатуном. Как правило, все компрессоры одноступенчатые непрямоточные (число цилиндров 1...6). Расположение вала почти всегда вертикальное (исключение составляют отдельные особо крупные модели, например типа C-U 20 фирмы «Санио»). Электродвигатель находится над горизонтально расположенными цилиндрами и охлаждается всасываемым холодильным агентом. Одинаково часто встречаются рядные, угловые и веерообразные схемы расположения цилиндров.

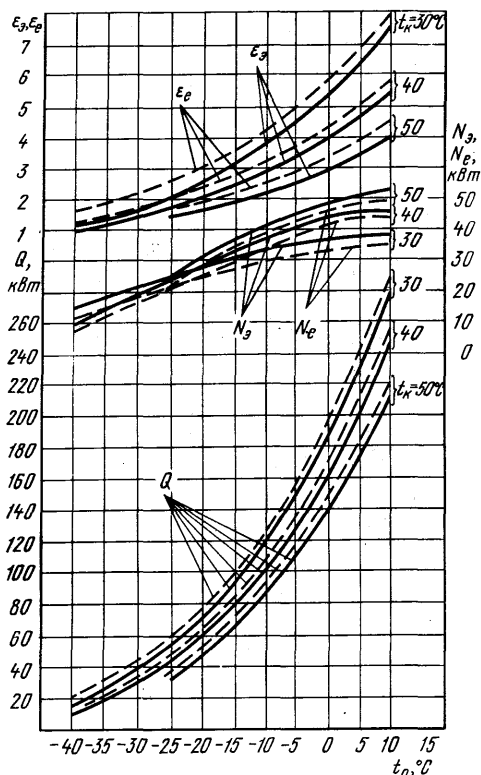


Рис. 1.31. Сравнительные характеристики среднего сальникового и бессальникового компрессоров:

пунктир — П80; сплошные линии — ПБ80 при работе на R22 (мощность для П80 — эффективная, а для ПБ80 — электрическая; $\eta_s = 0,88$)

Герметичный компрессор ПГ5 показан на рис. 1.42. Основные характеристики компрессоров ПГ5 и ПГ10 приведены на рис. 1.43 и 1.44.

Новые крупные герметичные компрессоры с синхронной частотой вращения 50 с^{-1} разработаны из условия равнопрочности конструкции, обусловленной повышением надежности слабых элементов и уменьшением излишних запасов.

В качестве материалов пар трения применены антифрикционные алюминиевые сплавы, что в сочетании с корпусными деталями из алюминиевых сплавов устраняет разницу в коэффициентах линейного расширения.

Конструкция клапанов позволяет применить поршни с вытеснителем; каналы всасывающих клапанов расположены

тангенциально по отношению к оси цилиндра.

Компрессор ПГ24 нового ряда показан на рис. 1.45; основные характеристики этого компрессора при работе на R12 приведены на рис. 1.46 и 1.47. Компрессор ПГ24 имеет одноколенный эксцентриковый вал; коренные опоры запрессованы в блок цилиндров и нижнюю опору, чугунные гильзы цилиндров запрессованы в блок; корпус электродвигателя крепится к блоку цилиндров шпильками. Роль насоса выполняет затопленное косое сверление в нижнем конце вала, дегазация масла осуществляется через центральное отверстие в верхнем конце вала. Изменение содержания масла в потоке сжатого R12 при работе компрессора ПГ24 показано на рис. 1.48.

Для комплектации герметичных компрессоров разработан ряд встроенных электродвигателей с уменьшенным скольжением и пологой характеристикой.

Рабочие характеристики электродвигателя мощностью 6,5 кВт приведены на рис. 1.49.

Для судовых автономных кондиционеров разработан ряд герметичных компрессоров с синхронной частотой вращения 50 с^{-1} [9].

Конструктивно ряд компрессоров выполнен на двух базовых диаметрах цилиндров. При этом выбраны оптимальные соотношения диаметра цилиндра и хода поршня. Между собой унифицированы три модели компрессоров ФГВ-2,2; ФГВ-4,5; ФГВ-9,0 и две модели компрессоров ФГВ-14,0, ФГВ-28,0.

Унификация по шатунно-поршневым группам, клапанным устройствам, деталям блок-картера и кожуха превышает 80 %.

Компрессор типа ФГВ (рис. 1.50) представляет собой агрегат со встроенным электродвигателем, заключенный в стальной кожух, с внутренней амортизацией и вынесенным глушителем-ресивером на линии нагнетания. Корпус компрессора отлит из легкого сплава АЛ-4; в нем запрессованы гильзы цилиндров из антифрикционного чугуна и втулка верхнего коренного подшипника. Кроме того, предусмотрены посадочные места под статор электродвигателя и нижнюю опору с нижним коренным подшипником. Шатуны, разъемные в компрессо-

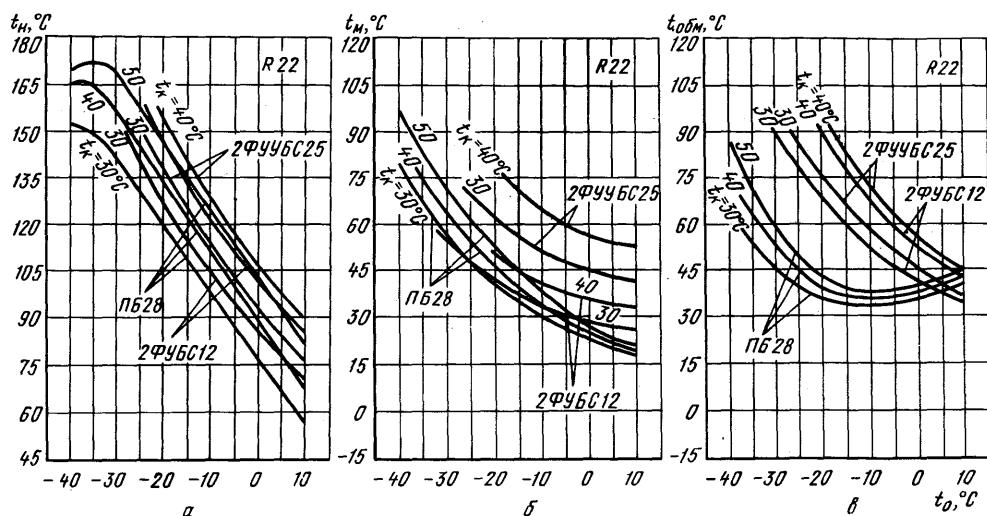


Рис. 1.32. Сравнительные характеристики теплонапряженности компрессоров различных конструкций:

а — температура нагнетания t_n ; б — температура масла в картере; в — температура обмотки статора (данные приведены для 2ФУБС12 при $t_{1\text{км}} = 15^\circ\text{C}$, для ПБ28 при температуре $t_{1\text{км}} = 20^\circ\text{C}$, для 2ФУУБС25 перегрев на всасывании равен 10°C)

рах с коленчатым валом и неразъемные в компрессорах с эксцентриковым валом, а также втулки коренных подшипников выполнены из сплава АК-6.

Вал изготовлен из стали 18Х2Н4МА, поршни диаметром 36 мм — из стали 45, диаметром 50 мм — из сплава АК-6. Поршни имеют поршневое кольцо. Поршень с шатуном соединяется с помощью пальца, который стопорится пружинным штифтом.

Масло ХФ12-16 для смазки трущихся поверхностей центробежным насосом, расположенным в нижней части вала, подается по осевым и радиальным каналам, выполненным в теле вала, к коренным подшипникам и шатунам.

Клапанное устройство состоит из клапанной доски, всасывающего и нагнетательного клапанов, буферов и обойм для ограничения хода клапанов. Оба клапана самодействующие, кольцевого типа. Пластины клапанов изготовлены из пружинной ленты.

Сепарационное устройство состоит из крыльчатки и деталей для формирования потока всасываемого хладагента, расположенных над электродвигателем.

Для улучшения условий смазки верхний подшипник выполнен в виде втулок с кольцевой полостью, соединенной со сливными каналами, образованными

ребрами в ступице блока цилиндров, и с кольцевой проточкой у верхнего торца подшипника. Дегазация масла в масляных канавках на поверхности шейки вала осуществляется наклонными отверстиями, соединяющими их с осевым каналом вала, имеющим выход в пространство под кожухом. В вертикальном валу сделаны глухие наклонные сверления для накопления при стоянке и быстрого подвода масла в момент пуска компрессора. Эти мероприятия позволяют обеспечить эффективную смазку узлов трения при пуске и работе компрессоров.

Для улучшения очистки масла использованы маслоотстойники и улавливатель механических частиц, образованный концентричной кольцевой полостью в валу, соединенной с осевым маслоподводящим каналом. Это позволяет уменьшить износ деталей трения и тем самым повысить их долговечность.

Основные параметры компрессоров для судовых автономных кондиционеров даны в табл. 1.8. Индексация компрессоров соответствует общепринятой: Ф — фреоновые; Г — герметичные; В — высокотемпературные; 2,2—28,0 — номинальная холодопроизводительность (в ккал/ч), уменьшенная в 1000 раз.

Зависимости электрического холо-

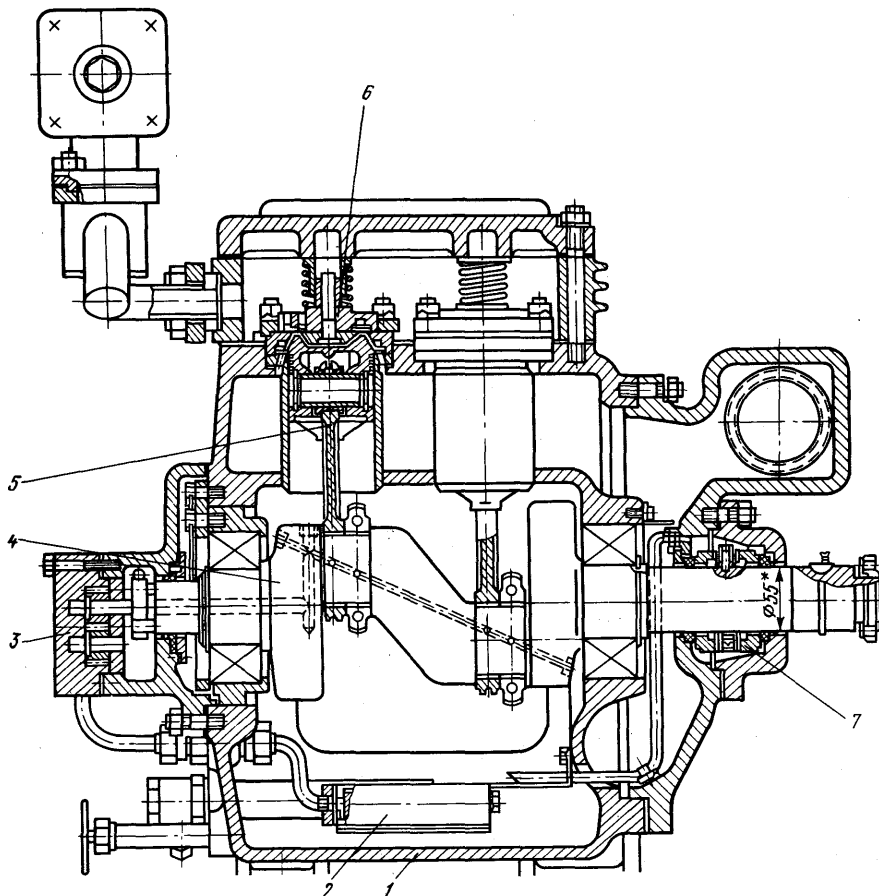
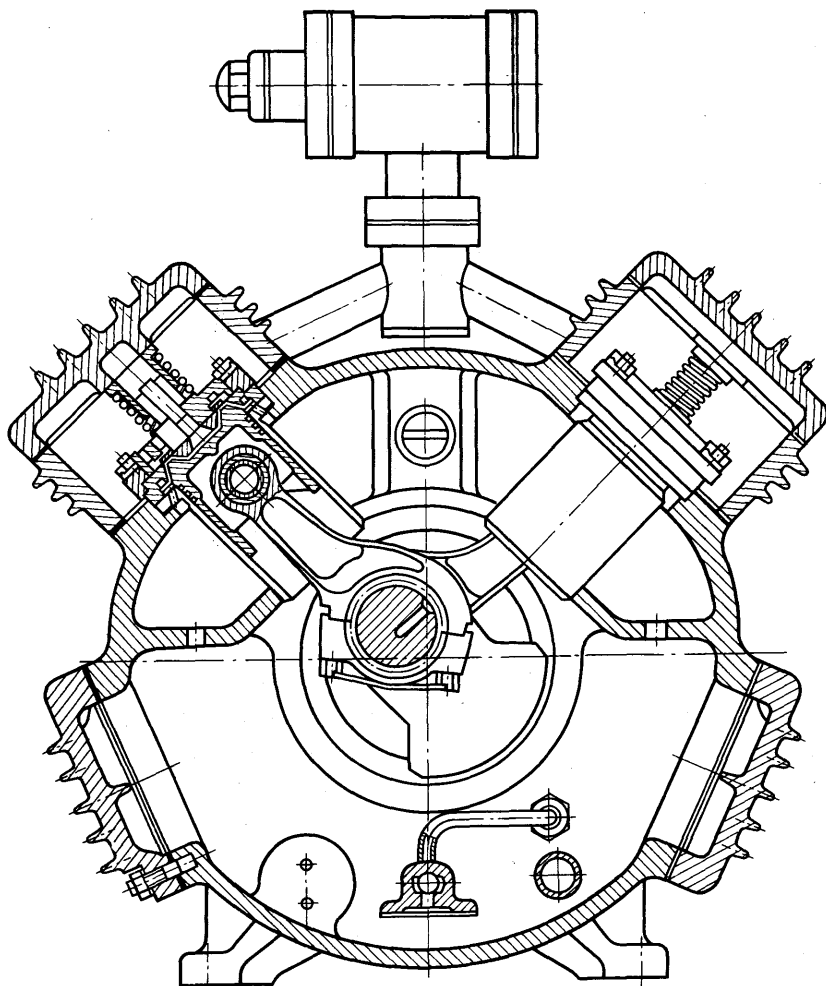


Рис. 1.33. Сальниковый компрессор П50 ($D_n = 76$ мм, $S = 76$ мм, $z = 4$, $n = 24$ с⁻¹) холодопроизводительностью 53 кВт на R22:

1 — блок-картер; 2 — масляный фильтр; 3 — масляный насос; 4 — коленчатый вал; 5 — шатунно-поршневая группа; 6 — клапан; 7 — сальниковое уплотнение

1.8. Основные параметры компрессоров для судовых автономных кондиционеров

Характеристика	ФГВ-2,2	ФГВ-4,5	ФГВ-5,0	ФГВ-14,0	ФГВ-28
Холодопроизводительность, кВт	2,56	5,24	10,48	16,3	32,6
Потребляемая мощность, кВт	0,77	1,5	2,9	4,7	9,3
Электрический холодильный коэффициент	3,32	3,5	3,61	3,47	3,5
Количество цилиндров	1	2	4	2	4
Диаметр цилиндра, мм	36	36	36	50	50
Ход поршня, мм	19	19	19	30	30
Взаимное расположение цилиндров	—	Угловое под углом 90°	Двухрядное под углом 90°	Рядное	Двухрядное под углом 90°
Вал	Эксцентриковый с одной шатунной шейкой		Коленчатый с двумя шатунными шейками под углом 180°		



Продолжение

Характеристика	ФГВ-2,2	ФГВ-4,5	ФГВ-5,0	ФГВ-14,0	ФГВ-28
Габаритные размеры, мм					
длина	246	246	246	296	326
ширина	246	246	246	296	326
высота	345	370	460	480	545
Масса (без масла), кг	27	32	43	56	75
Удельная металлоемкость, кг/кВт	10,5	6,1	4,1	3,4	2,3
Удельный габаритный объем, дм ³ /кВт	8,2	4,3	2,7	2,6	1,8

Примечание. Холодопроизводительность, потребляемая мощность и электрический холодильный коэффициент определены при температурах кипения 5 °С, конденсации 40 °С, всасывания 20 °С и переохлаждения 35 °С.

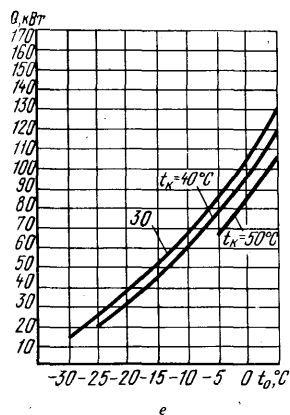
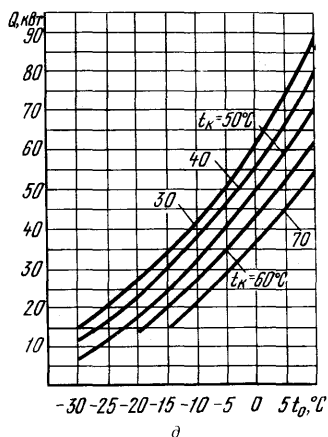
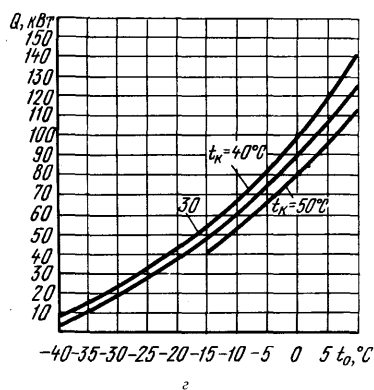
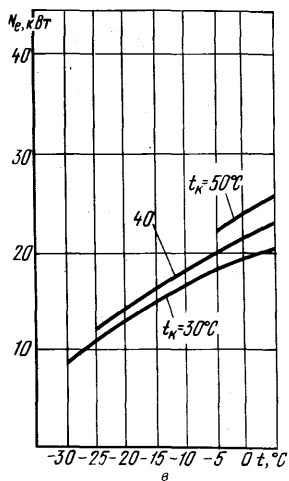
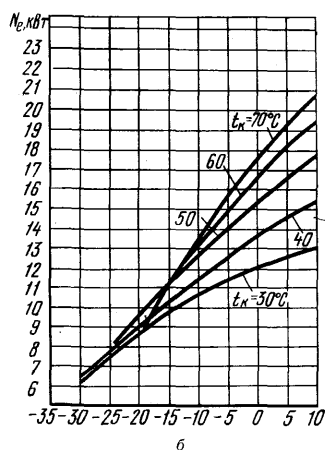
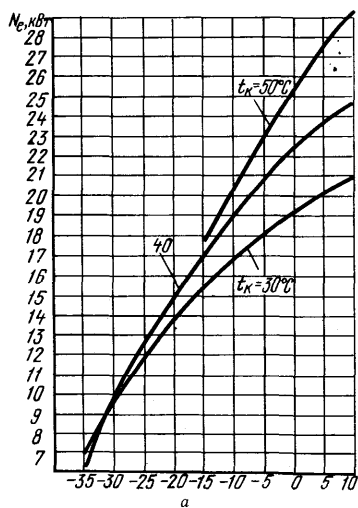


Рис. 1.34. Характеристики сальникового компрессора П50 на R22 (а, в), R12 (б, д), R717 (в, е)

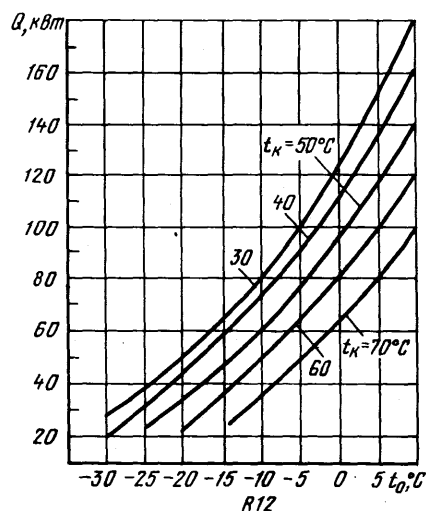
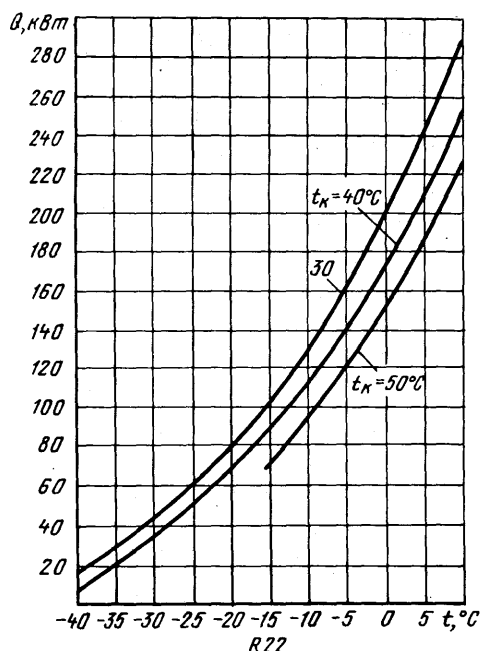
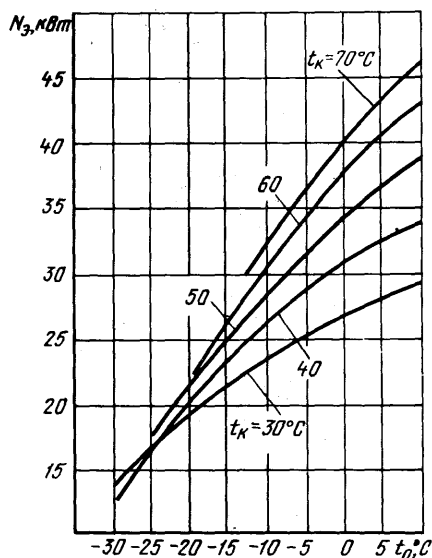
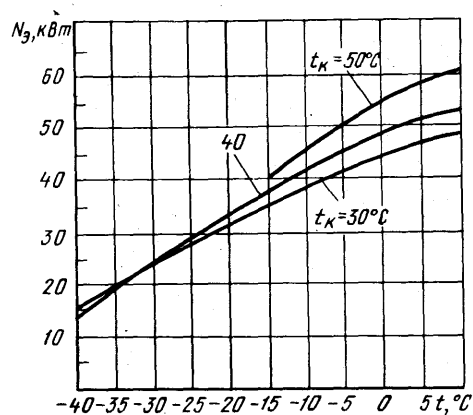


Рис. 1.35. Характеристики бессальникового компрессора ПБ100 на R12 и R22

дильного коэффициента ϵ_z , удельной металлоемкости g и удельного габаритного объема v от номинальной холодопроизводительности Q для герметичных отечественных компрессоров и моделей некоторых зарубежных фирм приведены

на рис. 1.51, характеристики компрессоров ФГВ-4,5 и ФГВ-14,0 — на рис. 1.52, объемные λ и энергетические η характеристики компрессоров ФГВ-2,2 и ФГВ-14,0, построенные по результатам индицирования, — на рис.

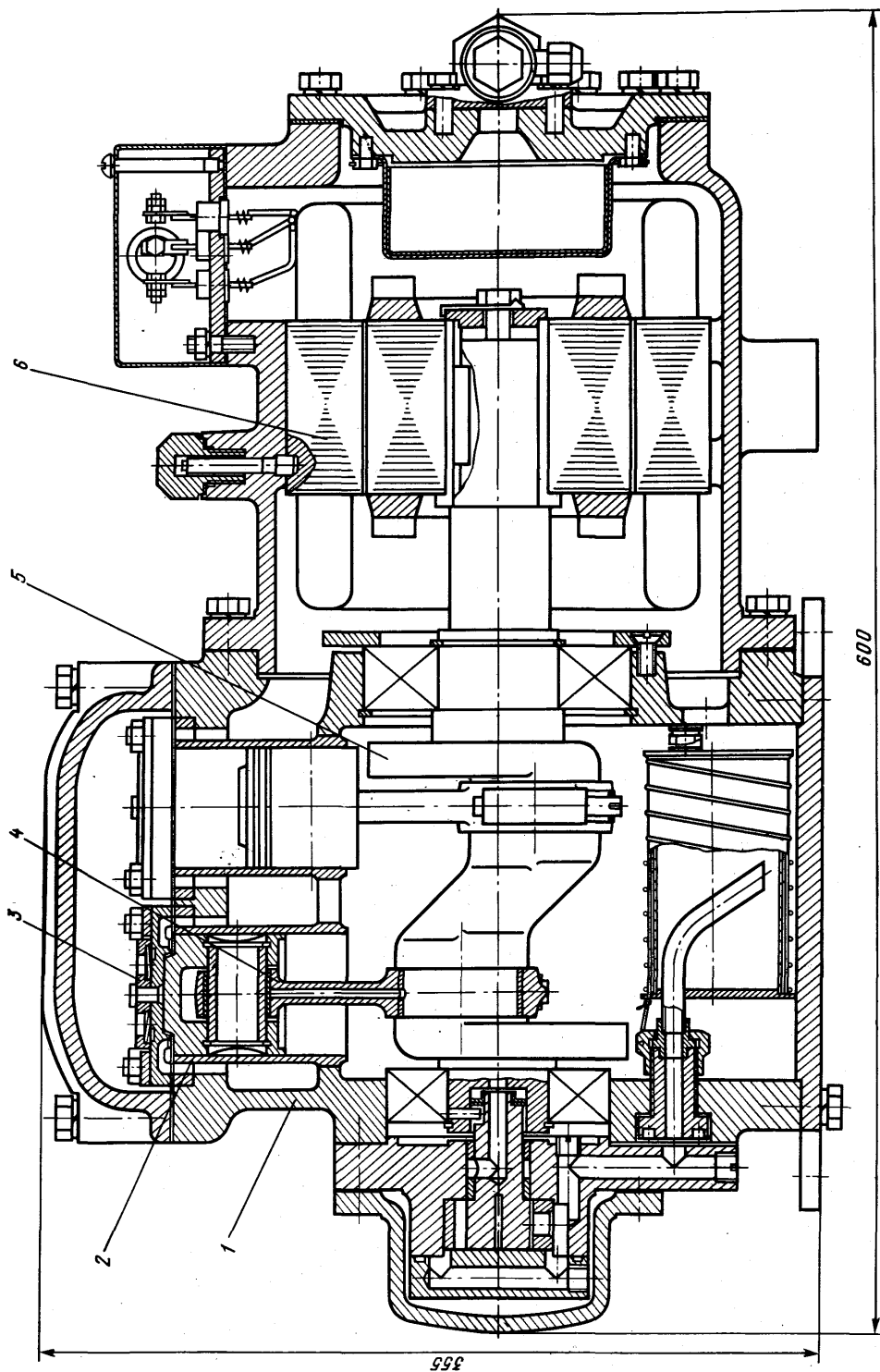


Рис. 1.36. Бессальниковый компрессор 1PB3 ($D_u = 56$ мм, $S = 33$ мм, $z = 2$, $n = 24$ с⁻¹);

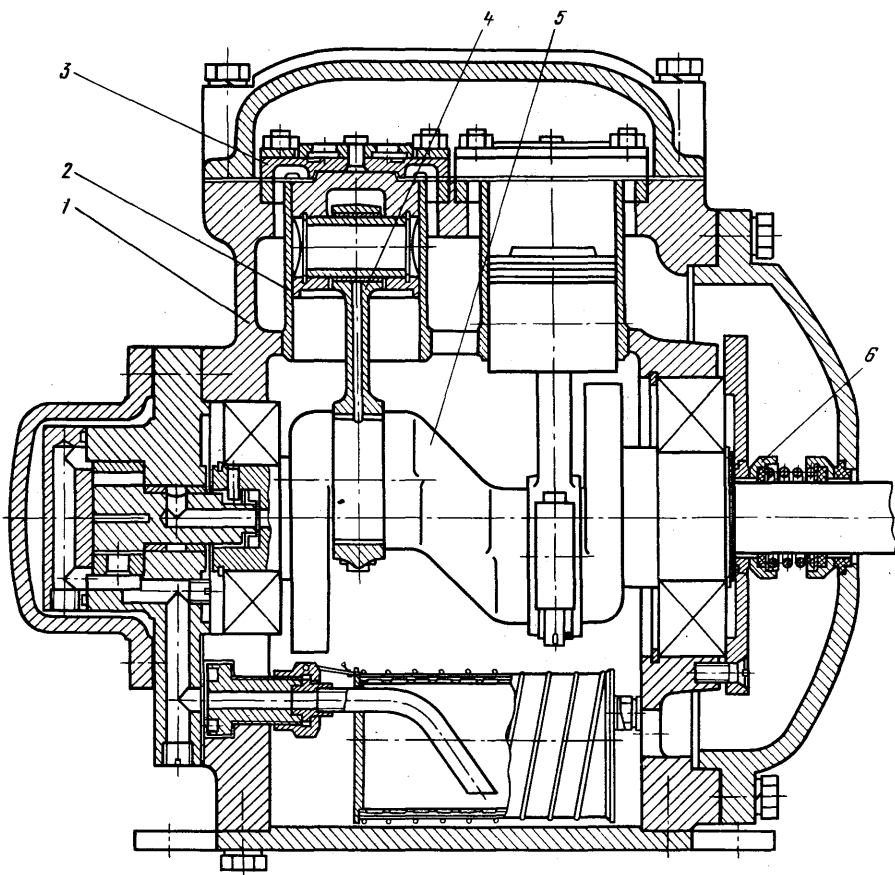


Рис. 1.37. Сальниковый компрессор ИПЗ ($D_{\text{ц}} = 56$ мм, $S = 33$ мм, $z = 2$, $n = 24$ с $^{-1}$):
 1 — блок-картер; 2 — гильза цилиндра; 3 — клапан; 4 — шатунно-поршневая группа; 5 — коленчатый вал; 6 — сальниковое уплотнение

1.53. Значение λ для компрессора ФГВ-2,2 (см. рис. 1.53, а) несколько меньше, чем для компрессора ФГВ-14,0, в связи с большей величиной относительно мертвого пространства первого компрессора (соответственно 4 и 2,5 %).

Коэффициент подогрева λ_w в зависимости от режима работы для компрессора ФГВ-14,0 изменяется от 0,91 до 0,83 и для ФГВ-2,2 от 0,87 до 0,74. Более высокие значения его для компрессора ФГВ-14,0 объясняются более низким (по сравнению с ФГВ-2,2) температурным уровнем последнего (хладагент во всасывающем тракте компрессора ФГВ-14,0 в зависимости от режима работы перегревается на 10...45°, а ФГВ-2,2 — на 20—65°С). Коэффициент плотности $\lambda_{\text{пл}}$ изменяется от 0,97 до

0,85 у компрессора ФГВ-14,0 и от 0,95 до 0,71 — у компрессора ФГВ-2,2. Величина $\lambda_{\text{пл}}$ резко уменьшается у компрессора ФГВ-2,2 при увеличении отношения $p_{\text{н}}/p_{\text{вс}}$ из-за возрастания протечек пара через неплотности в основном в зазоре поршень—цилиндр. Более высокие значения $\lambda_{\text{пл}}$ у компрессора ФГВ-14,0 связаны с наличием уплотняющего кольца на поршне.

Индикаторный КПД η_i компрессора ФГВ-2,2 (рис. 1.53, б) составляет 0,57...0,68, а у ФГВ-14,0 — 0,64...0,71. Меньшие значения η_i для компрессора ФГВ-2,2 можно объяснить большими (по сравнению с ФГВ-14,0) потерями от подогрева и протечек. Механический КПД η_m равен 0,9...0,91 для компрессора ФГВ-14,0 и 0,89...0,92 для ФГВ-2,2.

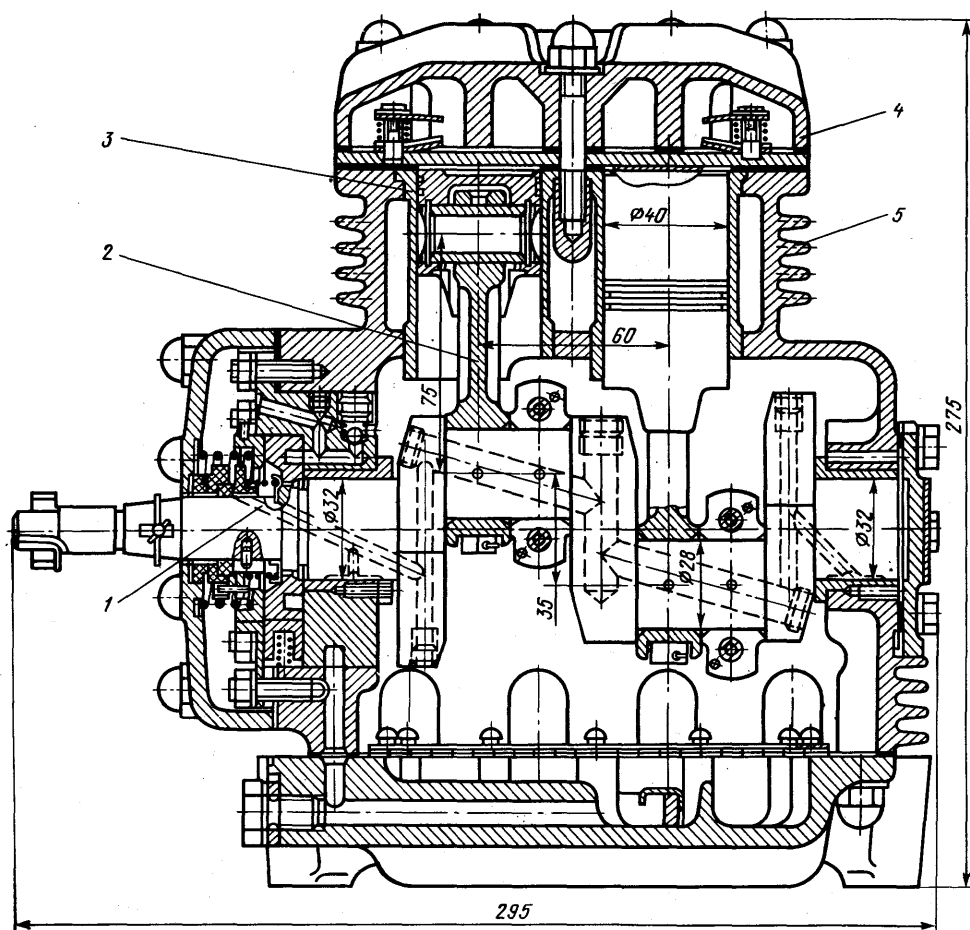


Рис. 1.38. Сальниковый компрессор ФУ4А ($D_c = 40$ мм, $S = 35$ мм, $n = 32$ с⁻¹) холодопроизводительностью при работе на R12 4,07 кВт:

1 — коленчатый вал; 2 — шатунно-поршневая группа; 3 — гильза цилиндра; 4 — крышка цилиндров; 5 — блок-картер

Увеличение η_m ФГВ-2,2 (по сравнению с ФГВ-14,0) при повышении отношения $p_n/p_{вс}$ объясняется резким возрастанием температуры масла у последнего (см. рис. 1.52), вследствие чего механические потери снижаются. Сопоставление потерь энергии в отдельных элементах макетных образцов компрессоров показало, что наибольшие потери мощности в клапанах и каналах 18...22 %.

Для повышения эффективности компрессоров ФГВ-2,2; ФГВ-4,5 и ФГВ-9,0 выбрано периферийное расположение всасывающих клапанов.

Увеличение проходных сечений клапа-

нов при этом позволило повысить надежность их путем уменьшения высоты подъема пластин. Несмотря на некоторое увеличение относительного мертвого пространства, переход к периферийным кольцевым клапанам повысил экономичность компрессоров.

Для компрессоров данного ряда разработаны специальные встраиваемые трехфазные асинхронные электродвигатели серии АВ2К с частотой вращения 50 с⁻¹ (табл. 1.9).

Электродвигатели рассчитаны для работы в среде паров хладагентов R12 и R22 и смазочных масел ХФ 12-16,

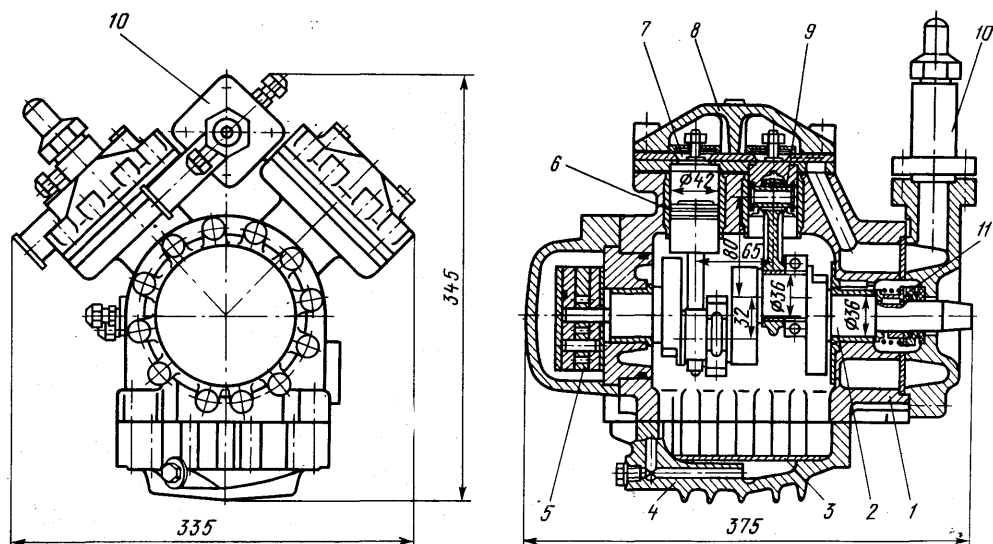


Рис. 1.39. Сальниковый четырехцилиндровый компрессор П10 ($D_{\text{ц}} = 42$ мм, $S = 32$ мм, $n = 50$ с $^{-1}$), работающий на R12, холодопроизводительностью 7,9 кВт:

1 — блок-картер; 2 — коленчатый вал с противовесами; 3 — масляный фильтр; 4 — нижняя крышка; 5 — шестеренный масляный насос; 6 — гильза цилиндра; 7 — клапанная доска; 8 — крышка цилиндра; 9 — шатунно-поршневая группа; 10 — всасывающий и нагнетательный вентили; 11 — сальник

ХФ 22-24, ХА 30. Температуростойкость изоляции электродвигателей 130 °С.

Основные технические характеристики компрессоров (зависимости холодопроизводительности и потребляемой мощности от режима работы) могут быть представлены в обобщенном виде. Изменение величин $Q/Q_{\text{ном}}$ и $N_{\text{э}}/N_{\text{э ном}}$ показано на рис. 1.54 в зависимости от температур и давлений кипения, конденсации для компрессоров номиналь-

ной холодопроизводительностью от 160 до 14 000 Вт с мертвым объемом, составляющим 4...5 %. Отклонения опытных данных от обобщенных значений составляют в среднем 4 % и не превышают 12 %. Повышение температуры кипения на 1 °С увеличивает холодопроизводительность компрессора на 3...4 %, понижение температуры конденсации на 1 °С — на 0,5...1,5 %. При повышении полезного перегрева на 1 °С

1.9. Характеристика встроенных электродвигателей компрессоров для судовых автономных кондиционеров

Параметр	Номинальная мощность электродвигателя, кВт				
	0,55	1,1	2,2	4,0	7,5
Напряжение, В	380 или 220				
Коэффициент полезного действия	0,84	0,83	0,83	0,86	0,87
мощности	0,79	0,86	0,85	0,84	0,89
Номинальное скольжение	0,04	0,06	0,065	0,05	0,048
Отношение максимального вращающего момента к номинальному	3,0	2,8	2,6	2,6	2,5
пускового вращающего момента к номинальному	2,5	2,5	2,4	2,3	2,4
Размеры пакета статора Д × Н, мм	168 × 53	168 × 63	168 × 73	191 × 84	225 × 104

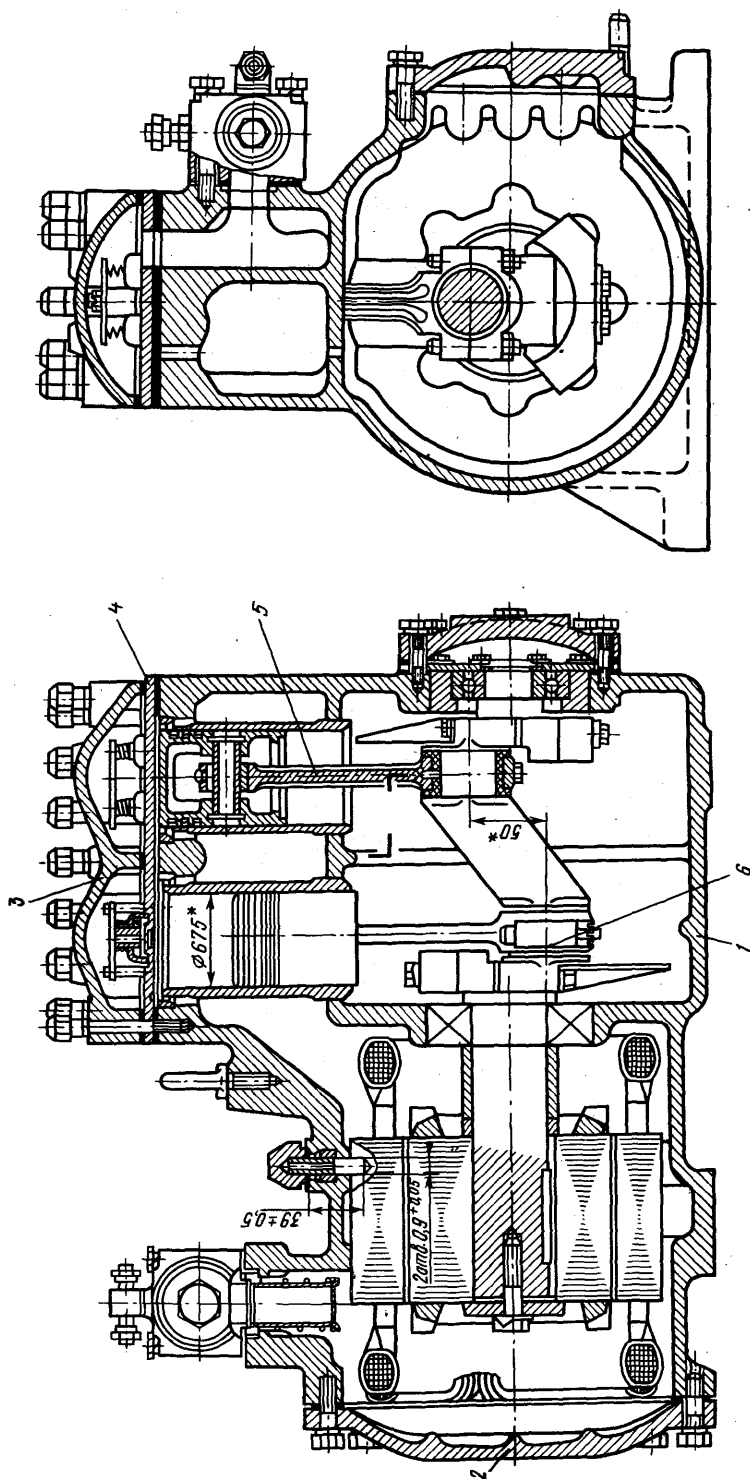


Рис. 1.40. Бессальниковый компрессор ИРБ10 ($D_k = 67,5$ мм, $S = 50$ мм, $z = 2$, $n \approx 24$ с⁻¹) холодопроизводительностью 13,2 кВт на R22;

1 — блок-картер; 2 — задняя крышка; 3 — верхняя крышка; 4 — клапанная плита; 5 — шатунно-поршневая группа; 6 — коленчатый вал

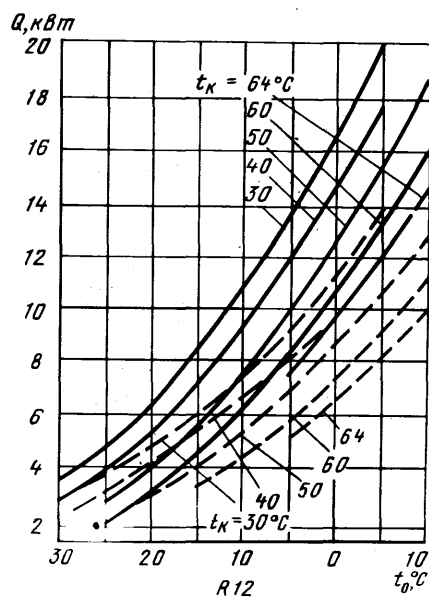
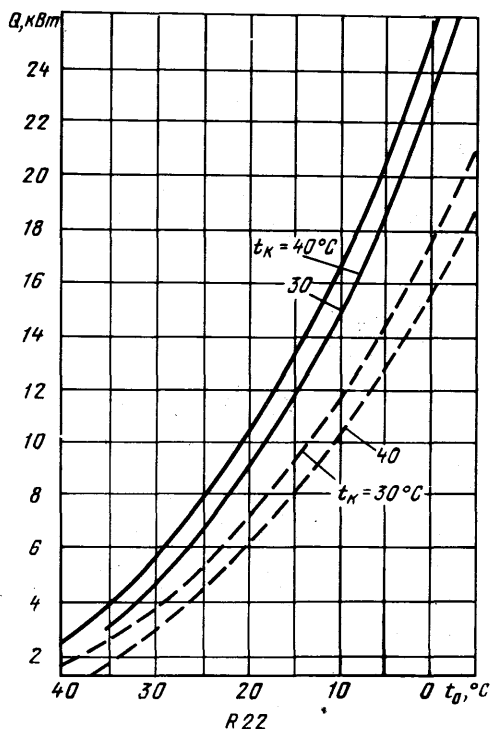
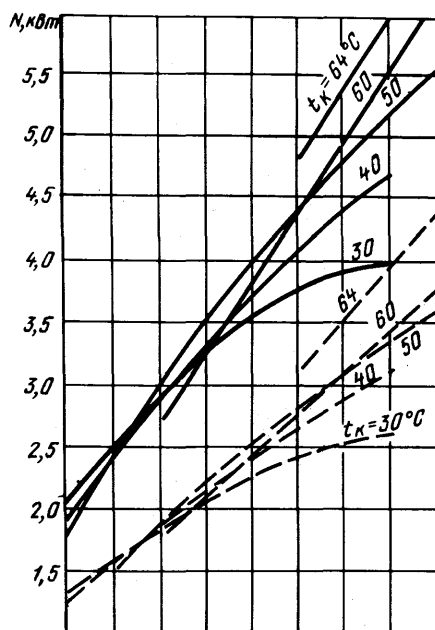
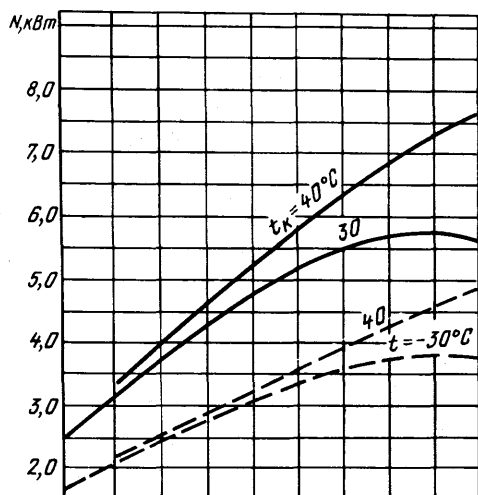


Рис. 1.41. Характеристики бессальниковых компрессоров ИПБ7 и ИПБ10 на R12 и R22: $n = 24 \text{ c}^{-1}$ (сплошная линия); $n = 16 \text{ c}^{-1}$ (пунктир)

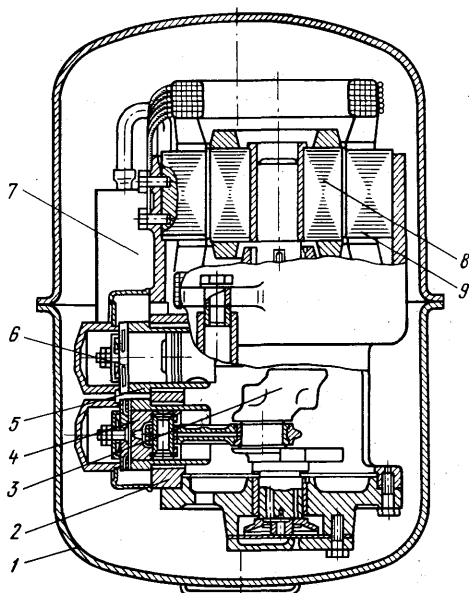


Рис. 1.42. Герметичный компрессор ПГ5:
1 — кожух; 2 — корпус; 3 — коленчатый вал;
4 — шатунно-поршневая группа; 5 — гильза цилиндра; 6 — клапанная группа; 7 — глушитель;
8 — ротор электродвигателя; 9 — статор электродвигателя

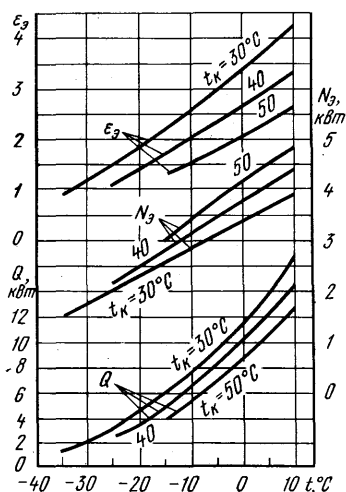


Рис. 1.43. Характеристики герметичного компрессора ПГ5

холодопроизводительность компрессора увеличивается на 0,2...0,3 %.

Компрессоры холодопроизводительностью менее 3,5 кВт. Герметичные компрессоры с кривошипно-кулисным

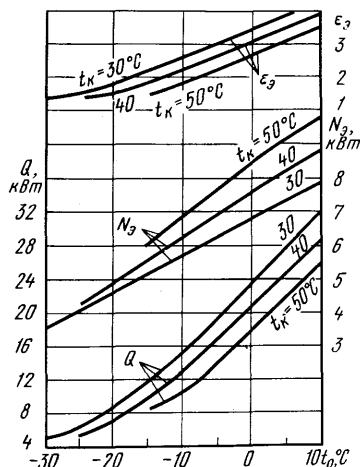


Рис. 1.44. Характеристики герметичного компрессора ПГ10

механизмом движения по ГОСТ 17008—85 (СТ СЭВ 2666—80) выпускают для холодильных агрегатов с капиллярной трубкой, используемых в бытовых холодильниках и морозильниках. Компрессоры имеют встроенный двухполюсный однофазный электродвигатель с синхронной частотой вращения 50 с^{-1} , рассчитанный на номинальное напряжение в сети 220 или 115 В и частоту тока 50 или 60 Гц соответственно, и оборудованы пускозащитным реле.

Компрессоры по объему, описанному поршнем, подразделяют на три типоразмера: типоразмер 5...250 $\text{см}^3/\text{с}$, типоразмер 6...315 $\text{см}^3/\text{с}$, типоразмер 8...400 $\text{см}^3/\text{с}$ (при напряжении в сети 220 В и частоте 50 Гц).

Компрессоры исполнения УХЛ, эксплуатируемые в районах с умеренным и холодным климатом при температуре окружающего воздуха 16...32 °С, имеют номинальную холодопроизводительность 115, 145, 150, 165 и 185 Вт. Номинальная холодопроизводительность компрессоров исполнения Т, работающих в районах с тропическим климатом при температуре окружающего воздуха от 18 до 43 °С, составляет 125, 145 и 160 Вт. Значения холодопроизводительности приведены при температурах кипения хладагента R12 — 20 °С, конденсации 55 °С (60° для исполнения Т), всасывания, переохлаждения и окружающего воздуха 32 °С (43 °С для исполнения Т).

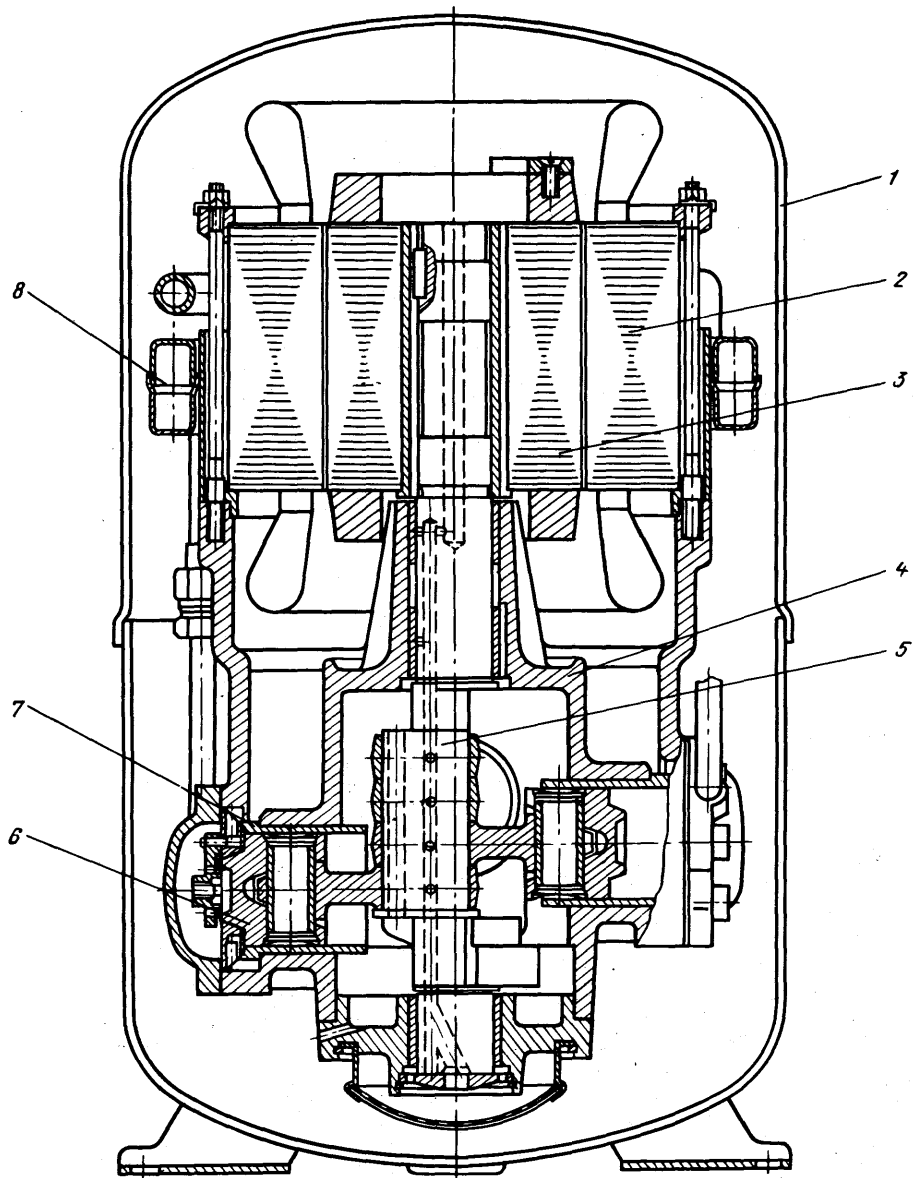


Рис. 1.45. Герметичный компрессор ПГ24:

1 — кожух; 2 — статор электродвигателя; 3 — ротор электродвигателя; 4 — блок цилиндров; 5 — эксцентриковый вал; 6 — шатунно-поршневая группа; 7 — гильза цилиндра; 8 — коллектор

Компрессоры работают в диапазоне температур кипения R12 от -30 до -10°C и конденсации до 55°C (до 60°C для исполнения Т).

Корректированный уровень звуковой мощности компрессоров типоразмеров 5

и 6 не должен превышать 44 дБа, для типоразмера 8— 46 дБа.

Герметичные компрессоры, входящие в состав холодильных агрегатов по ГОСТ 22502—83 для торгового холодильного оборудования, имеют встроен-

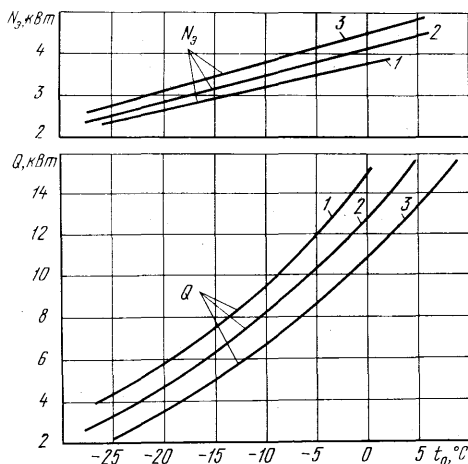


Рис. 1.46. Характеристики компрессора ПГ24 при работе на R12:
1 — $t_k = 30^\circ\text{C}$; 2 — $t_k = 40^\circ\text{C}$; 3 — $t_k = 50^\circ\text{C}$

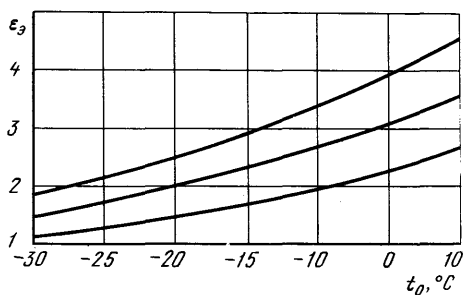


Рис. 1.47. Зависимость холодильного коэффициента ϵ_g компрессора ПГ24 от температуры кипения t_0 при работе на R12

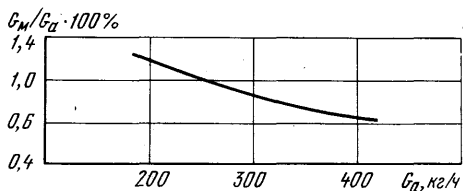


Рис. 1.48. Процентное содержание масла в потоке R12 при работе компрессора ПГ24

ный одно- или трехфазный электродвигатель с синхронной частотой вращения в основном 50 с^{-1} (первый работает от однофазной сети с номинальным напряжением 220 В и частотой 50 Гц, второй — от сети с номинальным напряжением 380 В и частотой 50 Гц).

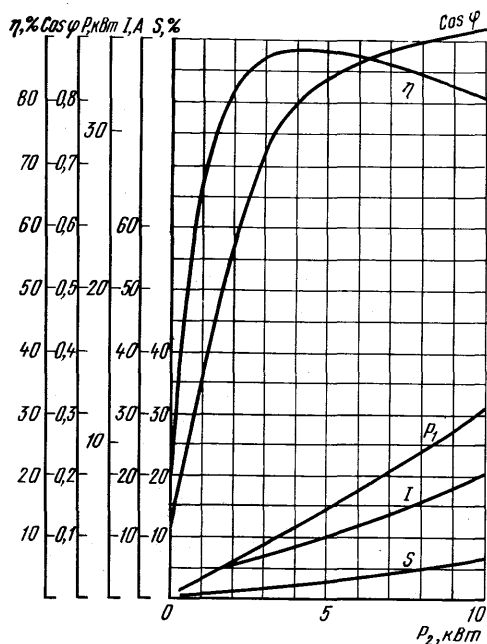


Рис. 1.49. Рабочие характеристики встроенного электродвигателя мощностью 6,5 кВт:
 P_1 — мощность, потребляемая из сети; S — скольжение; I — сила тока; η — КПД

фазным напряжением 380 В и частотой 50 Гц). Изготавливают компрессоры в двух исполнениях: среднетемпературном для работы на хладагенте R12 в диапазоне температур кипения от -25 до -5°C , низкотемпературном для работы на хладагенте R 502 (от -40 до -25°C).

Условия работы, при которых определяют номинальную холодопроизводительность и мощность, потребляемую компрессором, приведены в табл. 1.10.

1.10. Номинальные режимы работы герметичных компрессоров для торгового холодильного оборудования

Исполнение	Температура, $^\circ\text{C}$			
	ки- пе- ния	кон- ден- са- ции	вса- сы- ва- ния	пере- охлаж- дения

Среднетемпературное	-15	30	20	25
Низкотемпературное	-35	30	20	25

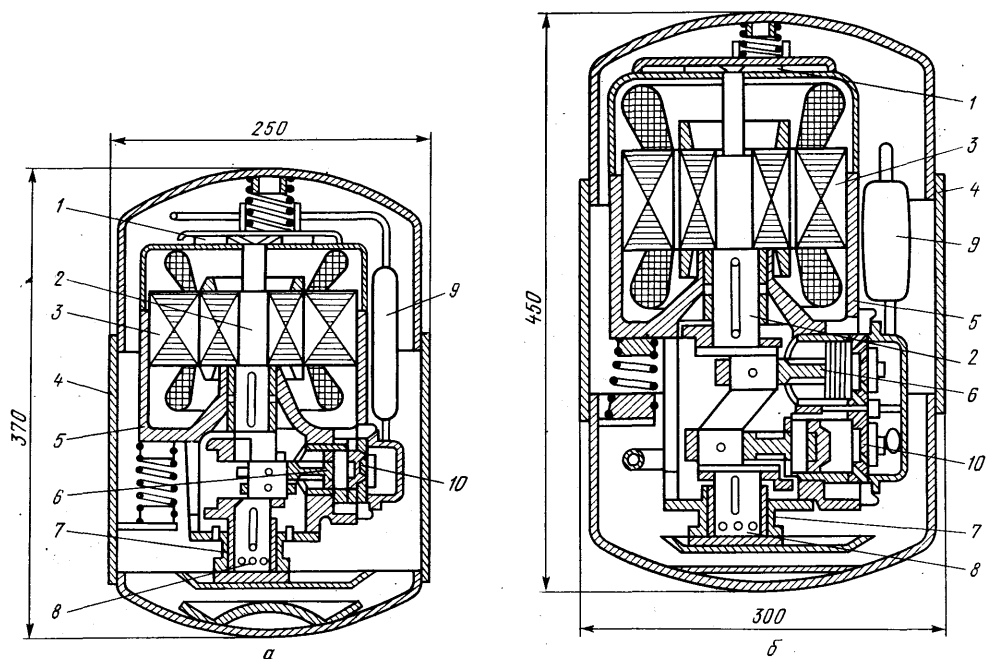


Рис. 1.50. Компрессоры для судовых автономных кондиционеров:

a — ФГВ-4,5; *б* — ФГВ-14,0; 1 — сепарационное устройство; 2 — вал; 3 — электродвигатель; 4 — кожух; 5 — корпус; 6 — шатун; 7 — опора; 8 — насос; 9 — глушитель-резерв; 10 — клапанное устройство

В параметрический ряд входят среднетемпературные компрессоры номинальной производительностью 315, 400, 500, 630, 1000 и 1250 Вт и низкотемпературные компрессоры номинальной производительностью 315, 400 и 630 Вт. Компрессоры могут работать при температурах окружающего воздуха до 45 °С, всасывания до 35 °С и колебаниях напряжения в электрической сети от -15 до $+10\%$ номинального значения. Теплостойкость изоляции обмотки встроенного электродвигателя до 130 °С; при этом допускается кратковременное (до 1,5 ч) повышение температуры обмотки до 140 °С.

Высокая износостойкость деталей пар трения компрессоров обеспечивается малой шероховатостью поверхностей ($R_a = 0,004 \dots 0,024$ мм), оптимальными зазорами и надежной системой смазки. Для создания минимальных зазоров применяют селективную сборку. Детали разделяют в пределах допуска на обработку на 4...6 групп и при сборке комплектуют с парными деталями соответствующей группы селекции.

В бытовых холодильниках применяют одноцилиндровые герметичные компрессоры, работающие на R12. Современные модели имеют синхронную частоту вращения 50 с^{-1} (при частоте тока 50 Гц), вертикальный вал, кривошипно-кулисный или шатунно-кривошипный (с разъемным шатуном) механизм движения.

Компрессор ХКВ5-1ЛБ УХЛ имеет номинальную холодопроизводительность 115 Вт при частоте вращения 50 с^{-1} . Номинальная потребляемая мощность 135 Вт. Диаметр цилиндра 22 мм, ход поршня 12 мм. Компрессор (рис. 1.55) с горизонтальным цилиндром и вертикальным валом расположен в стальном штампованном кожухе с крышкой. Статор электродвигателя крепится к корпусу болтами, ротор расположен на валу компрессора. Механизм движения кривошипно-кулисный: кривошип перемещает в кулисе ползун, припаянный к поршню. Вал одновременно служит центробежным масляным насосом: масло поступает в вертикальное отверстие, смещенное относительно оси, и под дей-

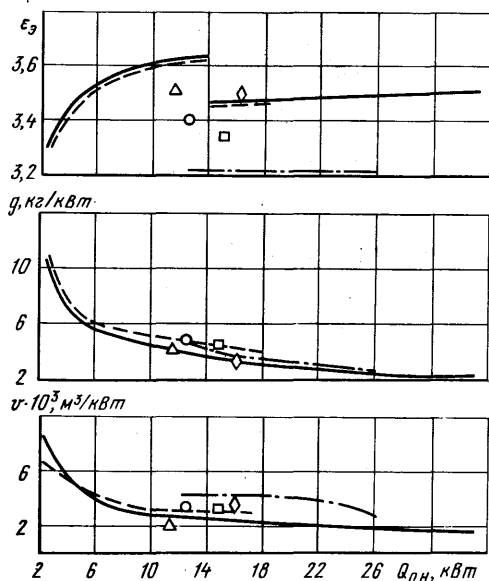


Рис. 1.51. Зависимость холодильного коэффициента ϵ_3 , удельной металлоемкости g и удельного габаритного объема v от номинальной холодопроизводительности для герметичных компрессоров отечественного и зарубежного производства

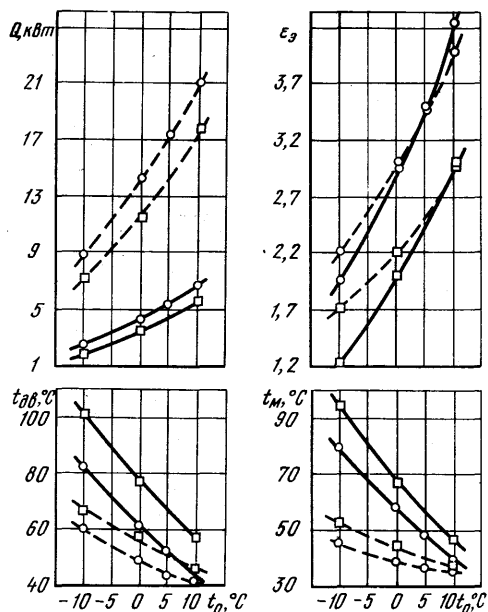


Рис. 1.52. Характеристики компрессоров ФГВ (обозначения см. рис. 1.53)

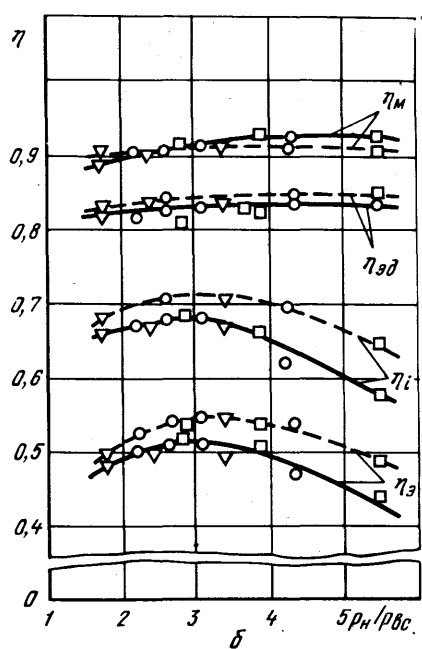
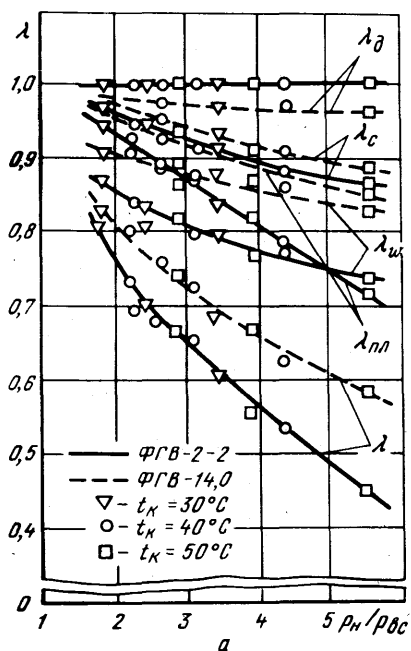


Рис. 1.53. Объемные (а) и энергетические (б) характеристики компрессоров ФГВ

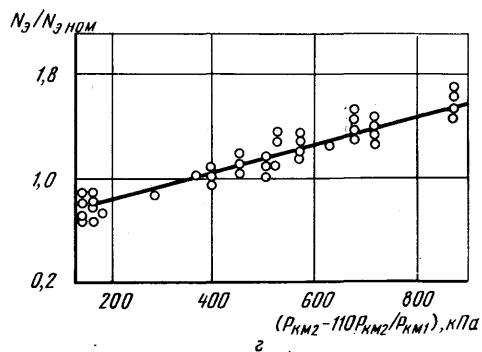
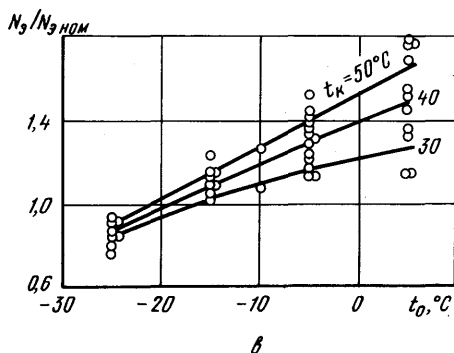
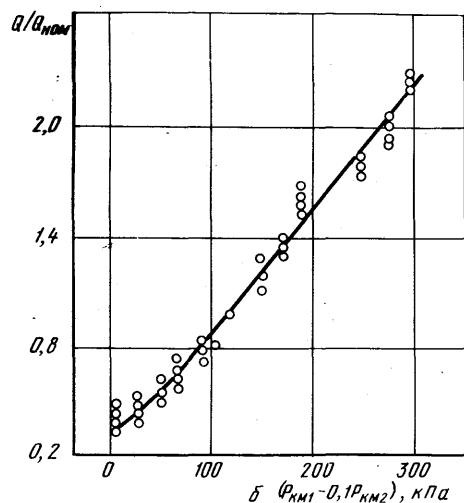
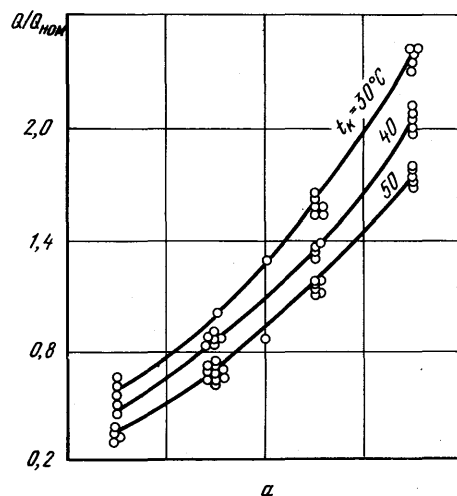


Рис. 1.54. Обобщенные характеристики малых холодильных компрессоров:
а, б — относительная холодопроизводительность; в, г — относительная мощность

ствием центробежной силы подается в спиральные канавки на поверхности коренной шейки кривошипа. Для снижения шума предназначены всасывающий и нагнетательный глушители, отлитые заодно с корпусом, и трубчатый глушитель. Клапаны упругие, консольные. Проходные контакты состоят из токоведущего стержня и стеклянной изоляции в стальной втулке. Масса компрессора 9 кг. Габаритные размеры показаны на рис. 1.55, б. Электродвигатель однофазный с расщепленной фазой. Допустимые отклонения напряжения электрической сети от -15 до $+10\%$ номинального. Кожух компрессора должен сохранять прочность и плотность при избыточном давлении 2 МПа. Сопротивление электрической изоляции в холодном состоянии не менее 10 МОм.

Наиболее крупным производителем герметичных поршневых компрессоров за рубежом является фирма «Текумсе» (США) вместе с работающими по ее лицензиям фирмами «Юните Герметик» (Франция), «Аспера Фрига» (Италия), «Унидад Херметика» (Испания) и др. Компрессор типа AL с вертикальным коленчатым валом, изготовляемый «Текумсе», показан на рис. 1.56. Литой корпус объединяет цилиндр, верхний подшипник и нагнетательный глушитель. К верхней части корпуса прикреплен болтами статор, к нижней — нижняя опора вала и упорный подшипник. Корпус укреплен в кожухе на пружинных амортизаторах. Шатун с разъемной нижней головкой соединен с поршнем пальцем, фиксированным с помощью штифта.

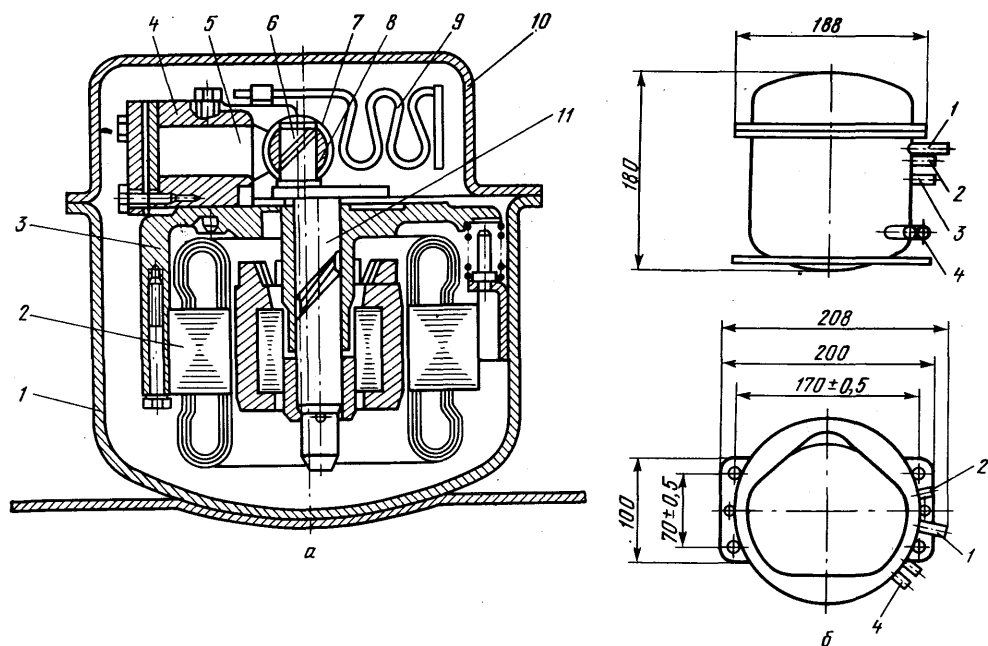


Рис. 1.55. Компрессор ХКВ-1ЛБ УХЛ:

а — разрез: 1 — кожух; 2 — статор; 3 — корпус; 4 — цилиндр; 5 — поршень; 6 — кривошип; 7 — кулиса; 8 — ползун; 9 — трубчатый глушитель; 10 — крышка кожуха; 11 — вал; б — внешний вид: 1 — нагнетательный патрубок; 2 — технологический патрубок; 3 — всасывающий патрубок; 4 — патрубок устройства для дополнительного охлаждения

Всасывающий патрубок сдвинут в направлении вращения ротора относительно всасывающих трубок. Заодно с ротором отлита крыльчатка. Из трубок пар входит во всасывающий глушитель. Нагнетательный и всасывающий клапаны установлены на клапанной плите. Крышка цилиндра одновременно служит крышкой глушителя. Сжатый пар проходит по нагнетательной трубке в глушитель с перегородкой и выходит в нагнетательный патрубок. Резонатор служит для уменьшения шума. Проходные контакты и температурно-токовое реле закрыты общей крышкой, прижатой к корпусу плоской пружиной. Кожух ступенчатой формы установлен на трех или четырех лапах (по выбору заказчика) с наружными резиновыми виброизоляторами. Комбинированное использование внутренних и наружных виброизоляторов значительно снижает шум и вибрации. В верхнюю часть кожуха вварен технологический патрубок.

Компрессоры типа А1 одноцилиндровые, холоднопроизводительностью от

2000 до 6300 Вт. Диаметр цилиндров от 30,2 до 41,3 мм, ход поршня от 15,9 до 23,8 мм. Все компрессоры (11 моделей) имеют одинаковый в плане овальный кожух длиной 219 и шириной 165 мм. Высота кожуха от 251 до 270 мм. Масса от 17,4 до 21,9 кг.

Оптимальное отношение хода поршня к диаметру цилиндра зависит от частоты вращения. У компрессоров с $n = 50 \text{ с}^{-1}$ эта величина $S \neq D_{\text{опт}} = 0,50$. В связи с требованиями унификации допускаются отклонения в пределах $0,75 (S/D)_{\text{опт}} \leq S/D \leq 1,25 (S/D)_{\text{опт}}$.

Новый ряд высокооборотных герметичных компрессоров для торгового холодильного оборудования предназначен для работы в составе холодильных агрегатов ВС и ВН в средне- и низкотемпературных режимах. В табл. 1.11 приведены параметры этих компрессоров. Детали и узлы средне- и низкотемпературных компрессоров, а также электродвигатели максимально унифицированы. Степень унификации характеризуется коэффициентом применяемости

1.11. Основные параметры герметичных компрессоров для торгового холодильного оборудования

Параметр	Среднетемпературные			Низкотемпературные		
Номинальная холодо-производительность, кВт	0,405	0,530	0,645	0,235	0,410	0,640
Холодильный агент	R12	R12	R12	R502	R502	R502
Число цилиндров	1	1	1	1	1	1
Диаметр цилиндра, мм	32	32	32	32	32	36
Ход поршня, мм	13,0	16,5	19,0	16,5	19,0	22,0
Объем, описанный поршнем, м ³ /ч	1,79	2,27	2,61	2,27	2,61	3,82
Марка электродвигателя	ABK2,0,7	ABK2,0,7	2AB2K0,25-2Ф	2AB2K0,25-2Ф	2AB2K0,25-2Ф	2AB2K0,55-2Ф
Мощность электродвигателя, кВт	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,55
Частота вращения (синхронная), с ⁻¹	50	50	50	50	50	50
Марка масла	ХФ12-15	ХФ12-16	ХФ12-16	ХФ22с-16	ХФ22с-16	ХФ22с-16
Масса масла, кг	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,8
Марка холодильного агрегата	BC400(2)	BC500(2)	BC630(2)	BN315(2)	BN400(2)	BN630(2)
Температура настройки теплового корпусного реле КРТ-2, °С	90 ± 5	90 ± 5	90 ± 5	105 ± 5	100 ± 5	100 ± 5

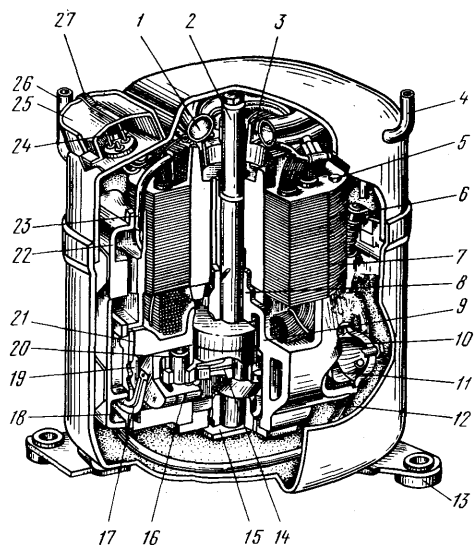


Рис. 1.56. Компрессор типа АЈ фирмы «Текумсе»:

1 — резонатор; 2 — коленчатый вал; 3 — крыльчатка; 4 — технологический патрубок; 5 — болты; 6 — пружинный амортизатор; 7 — статор электродвигателя; 8 — верхний подшипник; 9 — корпус; 10 — глушитель; 11 — перегородка глушителя; 12 — нагнетательная трубка; 13 — виброизолятор; 14 — шатун; 15 — подпятник; 16 — поршень; 17 — нагнетательный клапан; 18 — крышка цилиндра; 19 — всасывающий клапан; 20 — палец; 21 — клапанная плита; 22 — глушитель; 23 — всасывающая трубка; 24 — проходные контакты; 25 — крышка проходных контактов и температурно-токовых реле; 26 — всасывающий патрубок; 27 — плоская пружина

0,95. Пять моделей новых компрессоров базируются на одном типоразмере с диаметром цилиндра 32 мм, кожуха 221 мм (высота 255 мм). Масса компрессора 16 кг.

Все компрессоры одноцилиндровые. Изменение холодопроизводительности достигается изменением хода поршня (13,0; 16,5 и 19,0 мм) и применением разных холодильных агентов при одинаковой частоте вращения и одном диаметре цилиндра (32 мм). Во всех компрессорах применены одни и те же поршни, шатуны, поршневые пальцы, а также клапанные группы, крышки цилиндров и прокладки между ними. Эксцентриковые валы имеют равные размеры коренных и шатунных шеек, но разный эксцентриситет последних. Посадочные размеры ротора и статора одинаковы.

Компрессор (рис. 1.57) состоит из корпуса, эксцентрикового вала, шатунно-поршневой группы, клапанной группы и головки со всасывающим глушителем. Статор электродвигателя закреплен на верхнем торце корпуса компрессора четырьмя болтами. Ротор электродвигателя напрессован на вертикально установленный вал. Зазор между ротором и статором $0,35 \pm 0,05$ мм.

Компрессор с электродвигателем заключены в сварной кожух, состоящий из двух штампованных частей — нижней и верхней, и установлены на пружинные амортизаторы. Кроме того, ком-

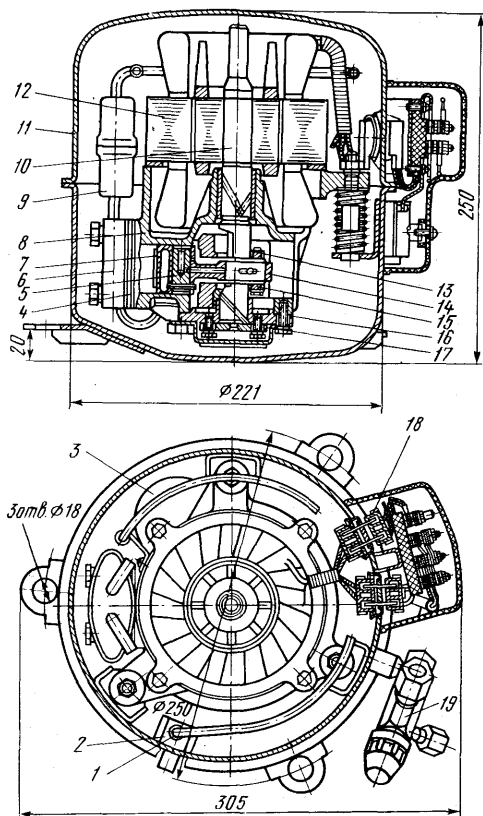


Рис. 1.57. Высокооборотный компрессор агрегата ВС500 (2):

1 — нагнетательная трубка; 2 — штуцер; 3 — нагнетательный глушитель; 4 — клапанная группа; 5 — палец; 6 — головка цилиндра; 7 — поршень; 8 — корпус; 9 — всасывающий глушитель; 10 — эксцентриковый вал; 11 — кожух; 12 — электродвигатель; 13 — крепление противовеса; 14 — шатун; 15 — противовес; 16 — опора; 17 — подпятник; 18 — проходная вилка; 19 — всасывающий вентиль

прессор имеет наружные резиновые амортизаторы на лапках нижней части кожуха. Электродвигатель компрессора рассчитан для работы в среде паров холодильного агента R12 или R502 и холодильных масел соответственно ХФ 12-16 и ХФ 22С-16. Электродвигатель имеет термостойкость изоляции 130 °С, ресурс до 50 000 ч. Охлаждается электродвигатель парами хладагента, всасываемыми в полость кожуха компрессора из испарителя. Выводные концы обмотки статора присоединены к стержням проходных изоляторов легкоъемными штепсельными разъемами. Для соединения выводных концов обмотки электродвигателя компрессора с внешней электропроводкой холодильного агрегата проходные изоляторы вварены в верхнюю часть кожуха компрессора. Проходные изоляторы заимствованы у компрессора бытового холодильника. Они представляют собой чашку с армированными в ней железно-никелевыми стержнями, изолированными специальным составом.

Чугунный корпус компрессора объединяет горизонтально расположенный цилиндр, верхний подшипник вала, верхний фланец с четырьмя ушками для установки статора электродвигателя и прилив с расточкой под опору вала. Нижняя опора вала крепится к кожуху тремя болтами. К нижней части опоры вала прикреплен стальной подпятник, а под ним установлен масляный фильтр. Вал компрессора, установленный вертикально, опирается на подпятник. Эксцентриковый вал изготовлен из высокопрочного чугуна. Вал имеет отверстия и каналы для подачи смазки к коренным и шатунной втулкам. На валу крепятся два противовеса для уравновешивания механизма движения компрессора.

Поршень компрессора стальной, без поршневых колец. Шатуны алюминиевые с армированными бронзовыми или металлокерамическими втулками. Поршень соединен с шатуном стальным пальцем и заstopорен от проворачивания трубчатый штифтом. На торце цилиндра расположена стальная клапанная доска со всасывающими и нагнетательными отверстиями, перекрытыми пластинчатыми клапанами. Всасывающий клапан лепесткового типа консольный, помещен под клапанной доской, нагнетательный — подковообразный —

над нею. Клапаны изготовлены из специальной стальной ленты с повышенными требованиями к плоскостности и прочности (ТУ 14-4-878—78). Клапанная доска закрыта головкой компрессора, полости которой разделены перегородкой на две части: всасывающую и нагнетательную. Для снижения уровня шума в компрессоре имеются всасывающий и нагнетательный глушители. Полости головки соединены трубками с нагнетательным и всасывающим глушителями. Выходное отверстие нагнетательного глушителя соединено трубкой со штуцером, приваренным к кожуху компрессора. Входное отверстие всасывающего глушителя соединено трубкой со всасывающей полостью кожуха компрессора.

На верхней части кожуха установлен всасывающий двухходовой вентиль. Шпиндель вентиля уплотнен сальником

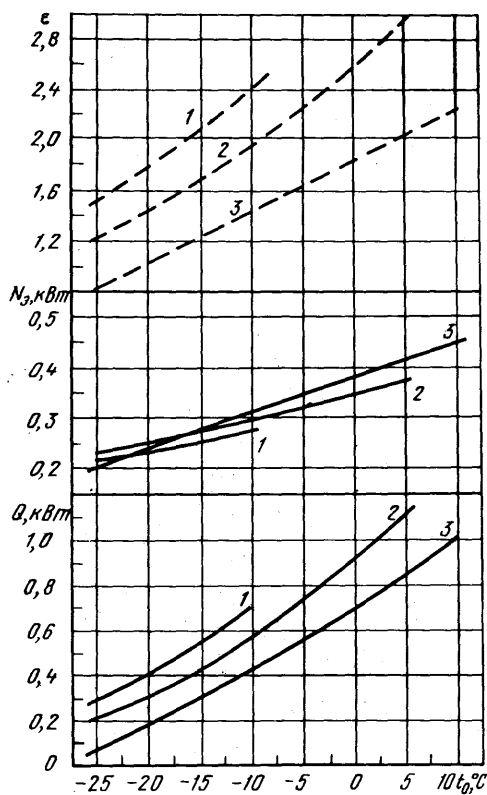


Рис. 1.58. Характеристики компрессора агрегата BC500(2) при температуре конденсации R12 (в °С):

1 — 30; 2 — 40; 3 — 55

из маслореоустойчивой резины, допускающей его подтяжку гайкой. При поставке компрессоров штуцера вентиля заглушены медными заглушками и накидными гайками, которые используют при монтаже трубопроводов. Шпиндель вентиля закрыт снаружи колпачком с резиновой прокладкой.

На кожухе компрессора для защиты обмотки электродвигателя от недопустимого нагрева в аварийном режиме крепится тепловое реле КРТ-2 с двумя присоединительными клеммами для включения в цепь катушки магнитного пускателя. На стержнях проходных изоляторов установлена клеммная колодка

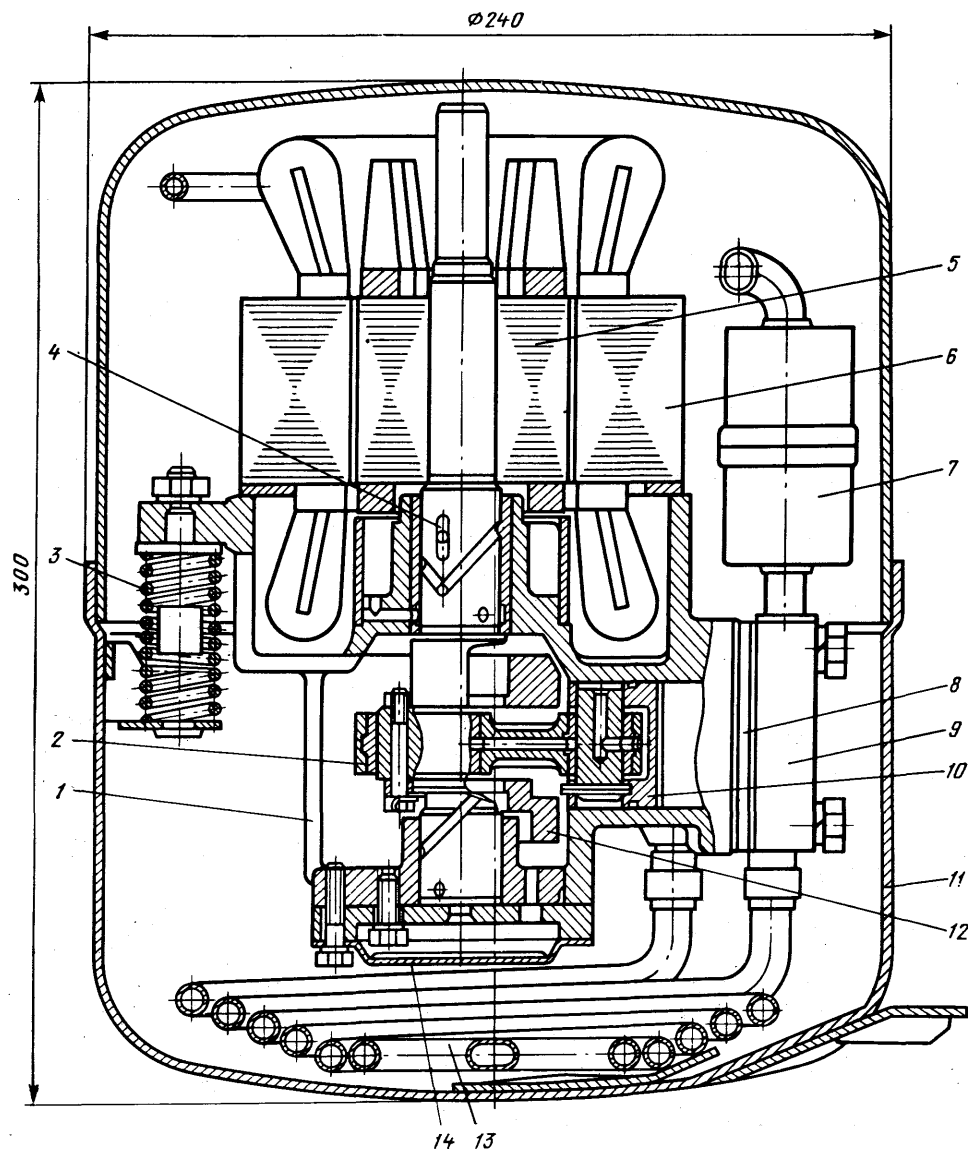


Рис. 1.59. Высокооборотный низкотемпературный компрессор агрегата ВН630 (2):

1 — корпус; 2 — шатун; 3 — пружинная подвеска; 4 — эксцентриковый вал; 5 — ротор электродвигателя; 6 — статор электродвигателя; 7 — глушитель; 8 — клапанная группа; 9 — головка; 10 — поршень; 11 — кожух; 12 — противовес; 13 — маслоохладитель; 14 — масляный фильтр

с пластинами для подключения электропитания к компрессору. Переключение электродвигателя со звезды на треугольник невозможно. Клеммник и реле закрыты пластмассовой крышкой. Электродвигатель компрессора может работать от сети трехфазного тока напряжением 380 В и частотой 50 Гц. Он обеспечивает пуск и нормальную работу при отклонениях напряжения в сети (включая момент пуска) в пределах $-15...+10\%$ и частоты тока $+5\%$.

Холодопроизводительность Q , потребляемая мощность N , и холодильный коэффициент ϵ при различных температурных режимах приведены на рис. 1.58. Температура обмотки составляет у среднетемпературных агрегатов $54...58^\circ\text{C}$ при температуре кипения холодильного агента $t_0 = -15^\circ\text{C}$ и температуре окружающего воздуха $t_b = 45^\circ\text{C}$, низкотемпературных соответственно $65...67^\circ\text{C}$ при $t_0 = -35^\circ\text{C}$ и $t_b = 20^\circ\text{C}$ и $87...90^\circ\text{C}$ при $t_0 = -35^\circ\text{C}$ и $t_b = 45^\circ\text{C}$. Такой нагрев обмотки электродвигателей является нормальным и свидетельствует о невысокой тепловой напряженности компрессора, что обуславливает его высокую надежность работы.

В ряд входит также и низкотемпературный одноцилиндровый компрессор с диаметром цилиндра 36 мм. Он используется в агрегате ВН630(2). Его параметры приведены в табл. 1.11. По конструкции компрессор (рис. 1.59)

аналогичен компрессору с диаметром цилиндра 32 мм. Отличие состоит в том, что в нижней части кожуха имеется трубчатый змеевик для охлаждения масла. Холодильный агент из компрессора нагнетается в фторконденсатор, потом в трубчатый змеевик, охлаждающий масло в компрессоре, и далее в основной конденсатор. Температура масла в компрессоре и обмотки встроенного электродвигателя в рабочих режимах не превышает 80°C .

Выпускаются также среднетемпературные герметичный компрессор ФГС 0,7 ~ 3(2) и экранированные компрессоры ФГЭС 0,7 ~ 3(2) и ФГЭС 1,1 ~ 3(2) с частотой вращения 50 с^{-1} . Последний может работать и в низкотемпературном режиме. Механизм движения и клапанная группа этих компрессоров унифицированы. Компрессоры одноцилиндровые, имеют диаметр цилиндра 36 мм, ход поршня 19 мм, объем, описываемый поршнем, $0,87\text{ дм}^3/\text{с}$. Компрессоры ФГС 0,7 ~ 3(2) ФГЭС 0,7 ~ 3(2) работают на R12, а ФГЭС 1,1 ~ 3(2) — на R22. Применены трехфазные двухполюсные электродвигатели АВК2-0,7; АЭК2-0,7 и АЭК2-1,1 (соответственно), характеристики которых приведены в табл. 1.12. Конструкция компрессора ФГС 0,7 ~ 3(2) показана на рис. 1.60, а экранированных компрессоров ФГЭС 0,7 ~ 3(2) и ФГЭС 1,1 ~ 3(2) — на рис. 1.61.

1.12. Основные параметры компрессора ФГС 0,7 ~ 3(2) и экранированных компрессоров для торгового холодильного оборудования

Показатель	ФГС 0,7 ~ 3(2)	ФГЭС 0,7 ~ 3(2)	ФГЭС 1,1 ~ 3(2)
Номинальная холодопроизводительность, кВт	0,815	0,815	1,280
Холодильный агент	R12	R12	R22
Количество цилиндров	1	1	1
Диаметр цилиндра, мм	36	36	36
Ход поршня, мм	19	19	19
Объем, описанный поршнем, $\text{м}^3/\text{с}$	0,00087	0,00087	0,00087
Частота вращения вала (синхронная), с^{-1}	50	50	50
Диаметр кожуха, мм	235	238	238
Параметры электродвигателя			
марка	АВК2-0,7	АЭК2-0,7	АЭК2-1,1
мощность, кВт	0,25	0,25	0,37
напряжение, В	380	380	380
частота тока, Гц	50	50	50
Сухая масса, кг	19	28,3	30,9
Параметры масла			
марка	ХФ12-16	ХФ 12-16	ХФ 22с-16
количество, кг	1,5	1,5	1,5
Тип холодильного агрегата	BC800(2)	BCэ800	BCэ1250

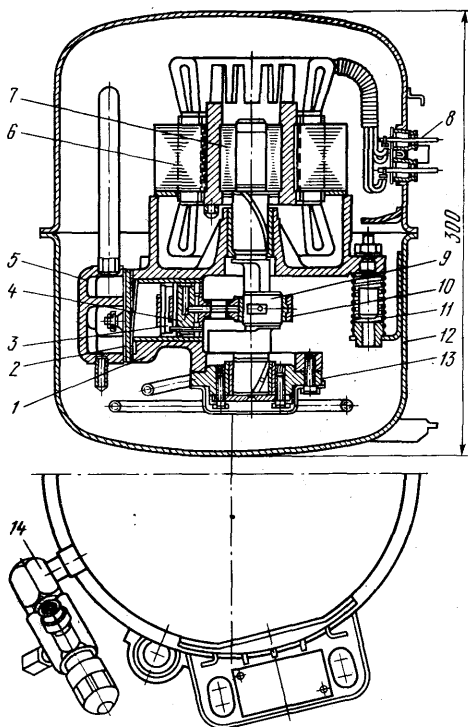


Рис. 1.60. Герметичный компрессор ФГС 0,7 ~ 3 (2):

1 — корпус; 2 — клапанная группа; 3 — поршень; 4 — палец; 5 — крышка цилиндра; 6 — статор; 7 — ротор; 8 — проходной контакт; 9 — эксцентриковый вал; 10 — шатун; 11 — пружина подвески; 12 — кожух; 13 — опора; 14 — всасывающий вентиль

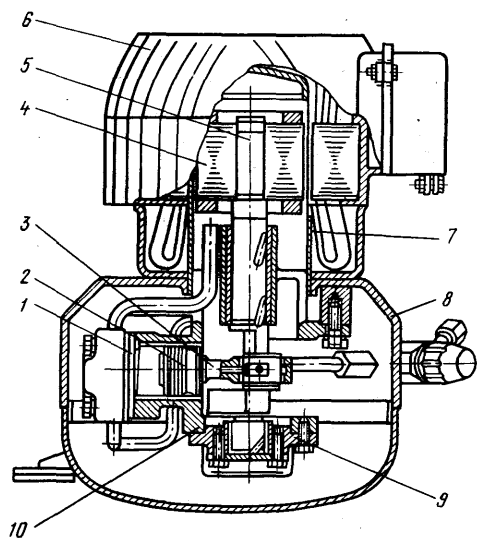


Рис. 1.61. Конструкция экранированных компрессоров ФГЭС 0,7 ~ 3 (2) и ФГЭС 1,1 ~ 3 (2):

1 — клапанная группа; 2 — поршень; 3 — шатун; 4 — ротор; 5 — эксцентриковый вал; 6 — статор; 7 — экран; 8 — кожух; 9 — опора вала; 10 — корпус

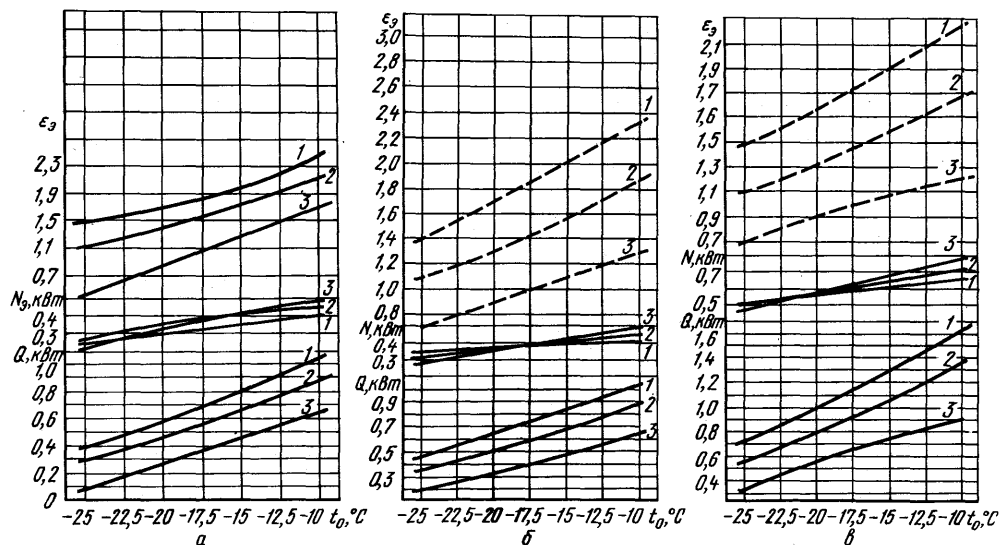


Рис. 1.62. Характеристики (при температурах конденсации хладагента 30 °С (1), 40 °С (2), 55 °С (3) компрессоров:

а — ФГС 0,7 ~ 3 (2); б — ФГЭС 0,7 ~ 3 (2); в — ФГЭС 1,1 ~ 3 (2)

Корпус компрессора выполнен из чугуна, поршень и поршневой палец стальные; чугунный эксцентриковый вал имеет каналы для смазки подшипников, на верхний конец вала напрессован ротор электродвигателя, снизу эксцентриковый вал опирается на опору. Шатун алюминиевый с бронзовыми втулками, статор электродвигателя крепится болтами к корпусу. Клапанная группа состоит из клапанной плиты, пластинчатых подпружиненных рессорой нагнетательных клапанов и язычкового всасывающего клапана. Механизм компрессора установлен в герметичном кожухе на пружинах подвески.

В экранированных компрессорах статор запрессован в верхней части герметичную полость компрессора от статора стали толщиной 0,3 мм отделяет герметичную полость компрессора со статора электродвигателя. Статор электродвигателя закрыт кожухом с ребрами охлаждения.

Основные параметры компрессоров приведены в табл. 1.12, а холодопроизводительность Q , потребляемая мощность N , и холодильный коэффициент ϵ при различных температурных режимах показаны на рис. 1.62.

Регулирование производительности

Малые компрессоры. Обычно малые компрессоры не имеют устройств для регулирования производительности, встроенных в компрессор. Объекты, обслуживаемые малыми компрессорами, имеют достаточную тепловую инерционность, позволяющую поддерживать заданный температурный режим в допустимых пределах регулированием производительности методом пусков и остановок. Число пусков при этом, как правило, не должно превышать 4...6 в 1 ч.

Иногда регулирование производительности малых (так же, как и средних) компрессоров осуществляют с помощью установленного перед компрессором автоматического дроссельного вентиля, который поддерживает заданную температуру кипения в испарителе. Холодопроизводительность компрессора уменьшается в результате снижения давления всасывания p_0 , поэтому обычно этот способ применяют при $\pi < 5$ и при работе в диапазоне $t_0 = +10...-15^\circ\text{C}$. Этот способ достаточно экономичен при сни-

жении производительности на 30...40 %.

Для ступенчатого снижения производительности многоцилиндровых компрессоров используют метод отключения отдельных цилиндров. При этом бесполезно расходуется энергия на преодоление сопротивления всасывающих и нагнетательных клапанов. Этот способ применим в блок-картерных машинах при условии вывода нагнетания из каждого блока отдельной трубой на коллектор (рис. 1.63). Потребляемая компрессором мощность снижается непропорционально производительности. Длительная работа компрессора при $\pi > 6$ и выключенных цилиндрах приводит к его значительному нагреву.

Средние и крупные компрессоры.

Для регулирования производительности средних и крупных компрессоров применяют несколько способов: изменение частоты вращения, отжим всасывающих клапанов, включение дополнительных мертвых объемов.

Изменением частоты вращения компрессоров осуществляют регулирование: при переменном токе — ступенчатое, путем использования многоскоростных электродвигателей обычно с двумя или тремя частотами вращения. При постоянном токе — плавное, включением регулируемого сопротивления в цепь возбуждения двигателя.

Отжимом всасывающих клапанов (способ приемлем почти для всех типов

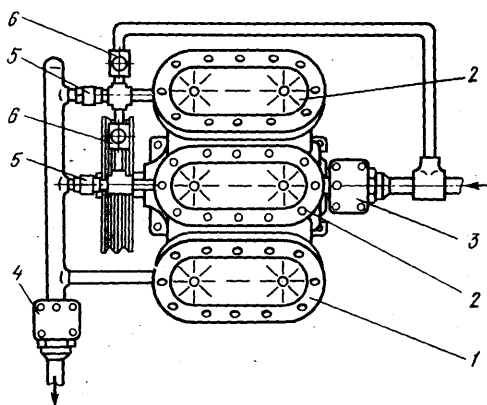


Рис. 1.63. Схема регулирования отключением блоков цилиндров:

1 — неотключаемый блок; 2 — отключаемые блоки; 3 — всасывающий вентиль; 4 — нагнетательный вентиль; 5 — обратные клапаны; 6 — солониды перепуска из нагнетательной линии во всасывающую

поршневых компрессоров, кроме прямо-точных) регулируют производительность компрессора методом отключения цилиндров путем фиксации пластин всасывающих клапанов в открытом положении. При этом в отключенных цилиндрах мощность теряется только на трение поршневых колец и на преодоление сопротивления в седле и щели открытого всасывающего клапана. Отжим клапанов осуществляют по-разному: либо посредством специальных толкателей, либо воздействием магнитного поля непосредственно на пластины клапанов (электромагнитный отжим). В первом случае различают электрический отжим (толкатель связан с соленоидом), гидравлический отжим (давление масла, подаваемого насосом компрессора, воздействует на плунжер, связанный с толкателем), пневматический отжим (давление нагнетания воздействует на особый поршень, связанный с толкателем). При электромагнитном отжиме электромагнит, встроенный в розетку всасывающего клапана или в крышку цилиндра (катушка размещается вне полости, находящейся под давлением холодильного агента), притягивает пластину, которая заводится в открытое состояние.

Электромагнитный отжим клапанов является отечественным изобретением, применяется во всех конструкциях отечественных компрессоров и имеет ряд преимуществ: отсутствие толкателей и других подвижных деталей повышает долговечность пластин клапанов и всего устройства в целом; все узлы и детали конструктивно и компактно вписываются в розетку клапана или в верхнюю крышку цилиндра компрессора. Конструкция устройства показана на рис. 1.67, а. Электромагнитный отжим клапанов позволяет осуществлять не только ступенчатое (отключением отдельных цилиндров), но и плавное регулирование. Для этого с помощью импульсной управляющей системы электромагниты заставляют работать не непрерывно, а лишь в течение некоторого интервала времени при каждом ходе сжатия.

Способ регулирования отключением цилиндров путем отжима пластин всасывающих клапанов — наиболее экономичный. При этом потребляемая мощность снижается примерно пропорционально уменьшению холодопроизводительности (рис. 1.64).

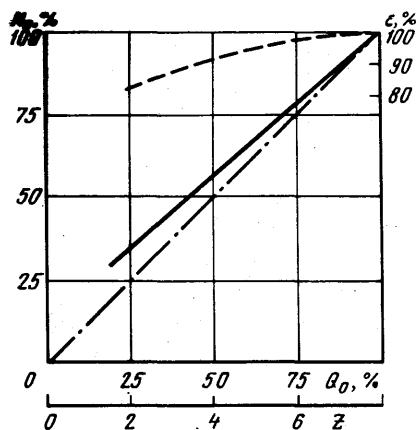


Рис. 1.64. Характеристика регулирования электромагнитным отжимом клапанов: теоретическая (штрихпунктир); экспериментальная (сплошная линия); ϵ (пунктир); z — число работающих цилиндров

Включение дополнительных мертвых объемов применяют для регулирования производительности в крупных прямо-точных и крейцкопфных компрессорах. Открытие вентилей, включающих дополнительный мертвый объем, производят обычно вручную. Снижение производительности зависит не только от величины мертвого объема, но и от π . Такой метод регулирования применяют при $\pi > 4$.

Изменение производительности в крупных прямо-точных компрессорах осуществляют также перепуском пара из полости цилиндра на сторону всасывания через регулирующие байпасы (рис. 1.65). Перепускные окна распо-

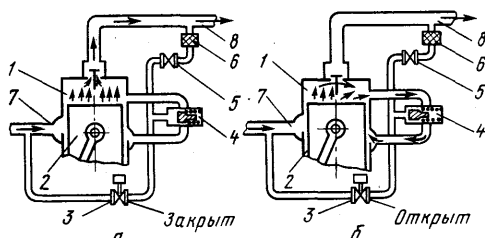


Рис. 1.65. Схема регулирования байпасами прямо-точного компрессора:

а — полная производительность; б — сниженная производительность:
1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — соленоидный вентиль; 4 — байпас; 5 — дроссельный вентиль для подвода давления нагнетания под поршень байпаса; 6 — фильтр; 7 — линия всасывания; 8 — линия нагнетания

лагают обычно в верхней части цилиндра на $\frac{3}{4}$ хода поршня. В многоцилиндровых компрессорах при таком методе регулирования значительно усложняется конструкция компрессора. При наличии в компрессорах устройств для регулирования производительности (особенно устройств для отключения цилиндров, для отжима клапанов, а также байпасов) ими пользуются и для облегчения пуска компрессоров.

Защита компрессора

Для защиты от недопустимого повышения давления нагнетания в холодильных компрессорах применяют реле высокого давления, которое при превышении заданного давления отключает питание приводного электродвигателя. Реле давления подключают к нагнетательному патрубку между компрессором и запорным нагнетательным вентилем; это обеспечивает защиту компрессора от аварии в случае пуска его при закрытом нагнетательном вентиле. Данные, необходимые для регулирования реле, приведены в табл. 1.13.

1.13. Регулировка защитного реле высокого давления

Холодильный агент	Среда, охлаждающая конденсатор	Давление отключения 10^{-2} , кПа	Температура конденсации, °C
R12B1	Воздух	16,9	100
R142	»	14,8	86
R12	»	18,2	71
R12	Вода	11,7	52
R22	Воздух	18,8	51
R22	Вода	15,0	41
R717	»	15,8	41
R502	Воздух	19,0	46
R13B1	Вода	20,5	36
R13	Холодильный агент	12,5	—14

Защиту двигателя бессальникового компрессора осуществляют, встраивая в лобовую часть обмотки статора датчики (в каждую фазу), отключающие двигатель при превышении допустимой температуры обмотки. Этим обеспечивается защита от обрыва фазы, от перегрева вследствие недостаточного расхода охлаждающего двигателя холодиль-

ного агента либо вследствие увеличенного теплопритока от перегруженного компрессора.

Предохранительные клапаны, которые устанавливают только на компрессорах с описанным объемом $V_{\text{км}} \geq 0,03 \text{ м}^3/\text{с}$ ($\geq 100 \text{ м}^3/\text{ч}$), защищают механизм движения компрессора от превышения предельной разности давлений нагнетания и всасывания, перепуская сжатый пар из полости нагнетания в полость всасывания, но не защищают компрессор от превышения допустимого давления нагнетания.

Применяют пружинные самодействующие предохранительные клапаны, а также клапаны, в которых при повышенном перепаде давлений разрушается диафрагма и полости высокого и низкого давлений соединяются. Однако применение клапанов с разрушающейся диафрагмой в компрессорах, работающих в составе автоматических холодильных машин, недопустимо.

В унифицированном поршневом компрессоре, предназначенном для работы на различных холодильных агентах, целесообразно применять предохранительный клапан одного и того же размера. Проходное сечение клапана рассчитывают для холодильного агента, имеющего наибольшую молекулярную массу и наименьшую критическую скорость истечения при наивысшей принятой температуре кипения и предельной разности давлений. Этим условиям отвечает R12, имеющий критическую скорость истечения около 150 м/с при $t_0 = 10^\circ\text{C}$ ($c_{\text{вс}} = 0,0424 \text{ м}^3/\text{кг}$), $\Delta p = 1,68 \text{ МПа}$ (при этом $t_k = 76^\circ\text{C}$ и $v_n = 0,008 \text{ м}^3/\text{кг}$). Проходные сечения тракта после клапана для обеспечения нормальной его работы должны быть по крайней мере в 3 раза больше, чем сечение клапана.

В пружинных предохранительных клапанах с металлическими рабочими органами (клапан, седло) часто не обеспечивается полное уплотнение их после сброса давления, поэтому применяют мягкое уплотнение: седло и клапан выполняют из стали (рис. 1.66), уплотнительный поясok — из маслястойкой резины, выдерживающей высокую температуру нагнетания.

Предохранительные клапаны до установки на компрессор регулируют и испытывают воздухом на заданную разность давлений открытия и закрытия, а также на плотность посадки клапана на

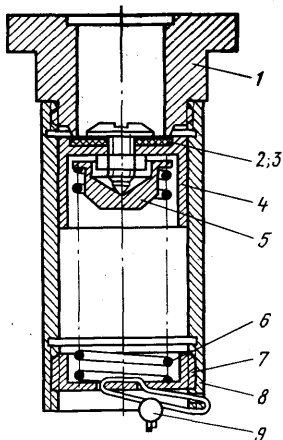


Рис. 1.66. Предохранительный клапан компрессора:

1 — седло; 2 — прокладка (фторопласт 4); 3 — прокладка (резина ИРП-1068-1); 4 — клапан; 5 — колпачок; 6 — пружина; 7 — регулирующая гайка; 8 — корпус; 9 — стопорная проволока с пломбой

седло (последнее производят под водой). При настройке реле высокого давления рекомендуется пользоваться данными табл. 1.13 с учетом дифференциала настройки в 50 кПа.

Защиту компрессора от недопустимо-го понижения давления всасывания для машин холодопроизводительностью до 500 кВт осуществляют с помощью реле низкого давления, которое отключает электродвигатель привода компрессора. В одноступенчатых высоко- и средне-температурных машинах реле настраи-вают на отключение при давлении вса-сывания 120 кПа (около 1,2 кгс/см²) — компрессор не должен работать при вакууме в картере, а в низкотемпе-ратурных при 20 кПа.

Защиту от прекращения подачи смаз-ки применяют для всех компрессоров, оснащенных шестеренными масляными насосами. В бескрейцкопфных компрес-сорах защиту выполняет дифферен-циальное реле давления, отключающее приводной электродвигатель, когда раз-ность давления масла и давления в кар-тере становится ниже заданной.

Защиту компрессора от гидравличе-ских ударов (попадание в цилиндр жид-кого холодильного агента или повышен-ного количества масла) осуществляют с помощью ложных крышек, которые устанавливают для сброса жидкости, не

прошедшей через нагнетательные клапа-ны. В качестве ложных крышек в компрес-сорах используют нагнетательные клапаны, которые прижимаются к уплот-нительному буртику цилиндра буферной пружиной (см. рис. 1.22 и 1.23). Буфер-ные пружины должны обеспечить подъем ложной крышки на высоту около 0,1 диа-метра цилиндра при разности давлений 0,35...0,45 МПа. При частых подъемах крышки возникают остаточные деforma-ции буферной пружины и уплотните-льных поясков цилиндра, в результате чего происходит перепуск пара из нагнета-тельной полости в цилиндр и снижается производительность компрессора.

Во фреоновых компрессорах, где вме-сте с парами холодильного агента в ци-линдры поступает значительное количе-ство масла, также целесообразно приме-нять ложные крышки. В малых компрес-сорах устанавливают вторую, более жесткую пружину для нагрузки ограни-чителя подъема клапана. Такие дополни-тельные устройства гарантируют без-опасность при резком вскипании масла в картере, что возможно при пуске компрес-сора после длительного перерыва в работе.

Основные узлы и детали

Рама, картер, блок-картер. Основные требования, которым должны удовлетво-рять конструкции рамы, картера и блок-картера, — прочность и жесткость. Последняя определяет точность и сохране-ние взаимного расположения осей меха-низма движения компрессора во время эксплуатации. Рамы, картеры и блок-картеры воспринимают силы, возникаю-щие при работе компрессора, и передают на фундамент реакцию от крутящего момента, неуравновешенные силы и мо-менты сил инерции движущихся масс, а также вес компрессора.

Рамы крейцкопфных компрессоров на-ходятся под атмосферным давлением. Проемы, люки и отверстия в рамах уплот-нены легкими крышками и кожухами. В горизонтальных оппозитных компрес-сорах применяют преимущественно мно-гоподшипниковые рамы коробчатого се-чения, создающие облегченную и жест-кую конструкцию.

Картеры и блок-картеры бескрейц-копфных компрессоров (см. рис. 1.22, 1.23 и др.) находятся под давлением вса-сываемых паров холодильного агента.

Это давление при работе компрессора не превышает 0,6 МПа для большинства холодильных агентов. Однако во время длительных стоянок машины давление в картере может повыситься до величины, определяемой температурой окружающего воздуха. Поэтому проверку на прочность и плотность блок-картеров и соответствующих корпусных деталей компрессоров, работающих в автоматическом режиме, проводят по тем же нормам, что и корпусных деталей на стороне нагнетания.

Рамы, картеры и блок-картеры обычно изготавливают литыми из чугуна, иногда сварными из стального листа. В малых компрессорах транспортных машин для уменьшения массы применяют алюминиевые сплавы. Литые детали в большинстве случаев для сохранения правильного положения осей и плоскостей приходится подвергать старению (искусственному или естественному), а сварные — отжигу. Эти же основные требования — точное взаимное положение осей и плоскостей — предъявляют и к механической обработке. Кроме того, уплотнительные плоскости (поверхности) картеров и блок-картеров должны обеспечивать возможность сборки с контрдеталью, обеспечивающей герметичность. Допустимые отклонения посадочных размеров, картеров и других деталей основных посадочных поверхностей приведены в специальной литературе.

Цилиндры. В крейцкопфных компрессорах цилиндры выполняют в виде самостоятельных отливок, в которых размещают нагнетательные и всасывающие клапаны (см. рис. 1.21). В многоцилиндровых компрессорах для уменьшения расстояния между цилиндрами их выполняют блоками в одной отливке.

Цилиндры блок-картерных средних и крупных компрессоров обычно имеют сменные гильзы на скользящей посадке (см. рис. 1.23 и др.), что значительно уменьшает стоимость ремонта машин. В прямоточных компрессорах, особенно двухступенчатых, гильзы уплотняют по верхнему и нижнему наружным поясам резиновыми кольцами. Верхнее кольцо препятствует перетеканию пара из полости нагнетания, а нижнее — проникновению масляного тумана из картера в полость всасывания.

В средних и крупных одноступенчатых прямоточных компрессорах, в которых

используется R22 или R717, имеются водяные охлаждающие рубашки цилиндров, которые охватывают полости нагнетания (в блок-картерных конструкциях водяные рубашки выполнены непосредственно в отливке блока). В непрямоточных компрессорах не удается создать эффективные рубашки для цилиндров, поэтому их охлаждение (при $p \geq 4$ для аммиака и R22) обеспечивается водяными рубашками в проставках, образующих полость нагнетания (см. рис. 1.23) в верхних или боковых крышках.

Стенки цилиндров воспринимают силы от давления паров холодильного агента, от упругости поршневых колец, а также силы со стороны поршней (горизонтальные составляющие веса и инерционные силы).

Цилиндры и гильзы цилиндров изготавливают из чугунов, часто легированных присадками для повышения износостойчивости и плотности (для отдельных цилиндров). К геометрическим характеристикам и чистоте поверхностей цилиндров (гильз), особенно зеркалу трения, предъявляют жесткие требования.

В бескрейцкопфных компрессорах с чугунными поршнями и поршневыми кольцами зазор между цилиндром и поршнем составляет до 0,001 диаметра цилиндра. При отсутствии поршневых колец и селективном подборе пар поршень—цилиндр (при диаметрах до 50 мм) зазор в паре должен составлять 0,0002 диаметра. Если поршни алюминиевые, зазор выполняют увеличенным в соответствии с ожидаемыми разностями температур нагрева при работе, учитывая коэффициенты расширения материалов поршня и цилиндра.

Коленчатые валы. Конструкции коленчатых валов разнообразны. Валы выполняют цельноковаными (мелкие серии), штампованными (крупные серии) или литыми; с открытыми (кривошипные валы) и закрытыми кривошипами, а также с эксцентриками.

Противовесы в современных конструкциях компрессоров выполняют заодно с валом. Если по условиям изготовления или сборки противовесы отъемные, их посадка и крепление на щеках вала должны быть выполнены очень тщательно: посадка по 2-му классу, болты в соответствии с требованиями, предъявляемыми к шатунным болтам (вариант ввертных болтов). Валы компрессоров с принудительной системой смазки шатун-

ных подшипников должны иметь масляные каналы с выходами к местам смазки. Важно конструктивно предусмотреть возможность тщательной очистки этих каналов и скругление выходных кромок. Литые чугунные валы в смысле чистоты каналов создают такую возможность в наилучшей мере, так как весь внутренний канал может быть образован стальной изогнутой трубкой, заформованной внутри отливки. Важно также, чтобы каналы были удалены от зон концентрации напряжения (галтели, закаленный поверхностный слой, шпоночные канавки и т. д.).

От коленчатого вала осуществляется привод масляного насоса. Если ось насоса совпадает с осью вала, носок вала имеет соответствующую конструкцию (иногда насос располагают внутри носка вала); при затопленном насосе на носке вала крепится приводная шестерня. При использовании для коренных опор подшипников качения конструкция вала должна учитывать необходимость подачи масла внутрь вала. При смазке разбрызгиванием на валу (иногда на шатунах) должны быть специальные устройства; часто их располагают на противовесах. В крейцкопфных компрессорах дополнительно предусматривают устройства для ручного поворота коленчатого вала.

При изготовлении коленчатых валов применяют высококачественную углеродистую или легированную сталь. Термообработку вала производят до твердости 240...300 НВ, а поверхность шатунных и коренных шеек (при подшипниках скольжения) — до твердости 56...62 Rc. При двухопорных валах в отечественной практике применяют коренные подшипники качения (преимущества — меньшие потери трения, менее жесткие требования к соосности и т. д.). Большинство зарубежных фирм применяет коренные подшипники скольжения (преимущества их — более простая система подачи масла в вал, сниженный уровень шума).

Шатун. Основными требованиями, предъявляемыми к шатуну, являются: жесткость при продольном изгибе, прочность, минимальная масса. При серийном и массовом производстве шатуны штампуют (обычно двутаврового сечения). При индивидуальном производстве (для крупных машин) их изготавливают из поковок точеными со стержнем круглого

сечения. Верхние головки шатунов — неразъемные с запрессованными бронзовыми втулками; нижние головки при коленчатых валах — разъемные, скрепленные шатунными болтами; при эксцентриковых валах — неразъемные.

Преимущественное распространение имеют шатуны со сменными биметаллическими вкладышами. Вкладыши бывают тонкостенные с антифрикционным слоем из сплавов на базе олова (баббиты), из алюминиевых сплавов или из свинцовых бронз и толстостенные с антифрикционным слоем из баббита. В последнем случае устанавливают регулировочные прокладки в стыке между крышкой и телом шатуна, которые позволяют выдерживать необходимый зазор в подшипнике по мере износа вала и антифрикционного слоя. При удалении прокладок искажается форма отверстия и для компенсации приходится перешлифовывать шейки вала и перезаливать и растачивать вкладыши под новый диаметр шеек. Применяют также цельноалюминиевые и бронзовые шатуны, которые не имеют ни втулок, ни вкладышей. Шатуны со сменными втулками и вкладышами изготавливают из конструкционной углеродистой стали, вкладыши — из стальной ленты (тонкостенные). Толстостенные вкладыши вытачивают из стальных или бронзовых заготовок.

Зазор между шатунной шейкой вала и вкладышем шатуна в случае принудительной смазки подшипников должен составлять 0,001...0,0015 диаметра шатунной шейки (посадка А/Х), а при смазке разбрызгиванием (малые машины) — от 0,0015 до 0,0025 диаметра шейки (посадка А/Ш). При использовании сталеалюминиевых вкладышей зазор должен быть увеличен примерно в 1,3...1,5 раза.

Крейцкопф. Корпус крейцкопфа изготавливают из стальной отливки. Башмаки крейцкопфов выполняют из чугуна, алюминия или с заливкой баббитом.

Шток поршня. Предъявляемые требования: продольная жесткость, прочность и большая износостойчивость.

Штоки изготавливают из высококачественных углеродистых закаляющихся сталей с упрочнением наружной поверхности. Для регулирования линейного мертвого объема их крепят к крейцкопфам на резьбе специальными фиксирующими гайками. Наружный диаметр штока выполняют по посадке Д; твердость поверхности — 50...60 НRc.

Шатунные болты. Бывают проходные с гайками и ввертные в тело шатуна. В первом случае их выполняют с пояском, центрирующим положение крышки относительно тела шатуна (посадка А/Д). Ввертные болты устанавливают с зазором (в крышке), и тогда центровка обеспечивается другими элементами — поясками в крышке и теле шатуна, штифтами и т. д. Важно обеспечить надежную фиксацию шатунных болтов от самоотвертывания, в частности учитывая большую частоту изменения нагрузки. Проходные болты с гайками концентрируют чаще всего шплинтами, ввертные — проволокой (попарно или с помощью специальных отверстий в крышке) или отгибными фасонными шайбами. Во всех случаях для обеспечения надежной затяжки болтов желательно применение тарированного инструмента.

Болты и гайки выполняют с классной резьбой, обращая особое внимание на необходимость максимального снижения концентрации напряжений. Материал болтов — легированные стали с высокими установочными свойствами (38ХА и т. п.). Закалка до 28...38 HRC.

Поршни. Различают дисковые (рис. 1.21) и тронковые (рис. 1.23) поршни. Дисковые скользящие поршни применяют в крейцкопфных компрессорах. Высота дискового поршня в вертикальных компрессорах определяется из условия размещения на нем уплотнительных колец, а в горизонтальных, кроме того, — необходимой опорной поверхностью, воспринимающей вес поршня (см. рис. 1.21). При горизонтальном расположении поршень нижней своей частью опирается на поверхность цилиндра (зеркало) и, как правило, имеет баббитовую подушку. Эту часть поверхности поршня обрабатывают по посадке Д второго класса точности, а у верхних двух третей боковой поверхности поршня уменьшают радиус на 0,5...0,8 мм для предохранения поршня от заедания при износе его опорной поверхности. В вертикальных крейцкопфных компрессорах зазор между цилиндром и поршнем обычно составляет 0,01...0,02 диаметра поршня.

Тронковые поршни с развитой боковой поверхностью (для восприятия нормальных сил кривошипно-шатунного механизма) применяют в бескрейцкопфных компрессорах. Тронковые поршни выполняют из высококачественных чугунов или алюминиевых сплавов. Для малых

поршней (диаметром до 50 мм без уплотнительных колец) применяют чугун, алюминиевые сплавы или низкоуглеродистую автоматную сталь.

Отверстия в бобышках поршня обеспечивают, как правило, плавающую посадку пальца, однако изготавливают компрессоры, у которых палец закреплен в поршне неподвижно, и тогда бобышки имеют соответствующую конструкцию.

В отечественной практике было широко распространено использование для компрессоров поршней от массовых автомобильных двигателей. Новый ряд компрессоров в связи с применением кольцевых клапанов, когда выгодно выполнять днище с вытеснителем мертвого объема, спроектирован с оригинальными поршнями.

Поршневые кольца. Уплотнительные кольца предназначены для уменьшения утечки пара из полости сжатия цилиндра. Уплотнение обеспечивается собственной упругостью колец или заложенного в канавку поршня экспандера, давлением пара, проникающим в канавку под кольцом, и лабиринтным действием набора колец. Поршневые кольца выполняют с прорезью (замком), и в свободном состоянии диаметр их больше, чем диаметр цилиндра. Замок может быть прямым или косым (под углом 45°). Для компенсации теплового расширения кольца замок имеет зазор, через который происходит основная утечка пара, зависящая от величины зазора и от разности давлений до и после кольца.

В холодильных компрессорах, в которых разность давлений между нагнетанием и всасыванием не превышает 2,1 МПа, поршни выполняют с четырьмя (частота вращения от 8 до 12 с⁻¹), тремя (свыше 12 до 16 с⁻¹) или двумя (свыше 16 до 24 с⁻¹) уплотнительными кольцами.

В бескрейцкопфных компрессорах для снижения уноса масла из картера кроме уплотнительных колец устанавливают маслосъемные. В прямоточных одноступенчатых компрессорах маслосъемные кольца помещают у нижней кромки поршня. При этом кромка кольца в нижней мертвой точке выступает в полость картера, а в верхней мертвой точке не доходит до нижней кромки всасывающих окон примерно на величину высоты кольца. Маслосъемные кольца в непрямоточных тронковых поршнях расположены непосредственно за уплотнительными в

верхней части до отверстия под палец. В двухступенчатых прямооточных компрессорах для уменьшения уноса масла из картера в нижней части поршня кроме маслосъемных предусматривают одно или два уплотнительных кольца. В этом случае верхнее кольцо также не должно доходить до всасывающих окон.

Удельная нагрузка на зеркало цилиндра (от сил упругости колец) должна быть не более 0,15...0,2 МПа. Зазор в замке при установке кольца в контрольный калибр или в цилиндр составляет 0,004 диаметра цилиндра. Отношение высоты кольца к его ширине 0,6...0,7. Поршневые кольца выполняют из чугуна. Прогрессивна индивидуальная отливка колец специальной некруглой формы. Такие кольца обеспечивают наиболее полный контакт с зеркалом цилиндра. Применяют и групповые заготовки (цилиндрические отливки) — маслоты. Высоту поршневого кольца выполняют по посадке Ш, высоту канавок в поршне выдерживают в соответствии с допуском Аз, а наружный диаметр колец — по посадке П.

Различные фирмы используют конструкции металлических и пластмассовых поршневых колец с применением радиальных и тангенциальных экспандеров. При использовании колец из неметаллических материалов с экспандером резко снижается износ зеркала цилиндра. Материал неметаллических колец должен быть термостойким не только при рабочих, но и при аварийных температурах (наибольшие температуры воздействуют на кольца при поломках пластин нагнетательного клапана). В торцевые поверхности неметаллических колец с течением времени внедряются металлические и грязевые частицы, поэтому конструкция таких колец и канавок для них в поршнях должна обеспечивать фиксацию от проворота, в противном случае неизбежен быстрый износ канавок поршня (особенно из алюминиевых сплавов).

Палец поршня (крейцкопфа). Основными требованиями, предъявляемыми к пальцу, являются: точность изготовления, прочность, жесткость и высокая твердость рабочей поверхности. Поршневые пальцы компрессоров холодильных машин закрепляют в бобышках поршня (крейцкопфа) или фиксируют лишь в осевом направлении (плавающие пальцы). Ступенчатый палец затягивают в бо-

бышках поршня винтом, который надежно фиксируют (контрят). В крейцкопфах палец обычно помещают в конусные отверстия бобышек; он удерживается от проворачивания шпонкой (см. рис. 1.21). В большинстве многооборотных бескрейцкопфных компрессоров (см. рис. 1.23) применяют плавающие пальцы. От осевого перемещения в бобышках поршня их удерживают пружинные кольца. В малых непрямоточных поршнях в торцевые отверстия пальца вставляют пробки из антифрикционных материалов (алюминий, бронза).

Пальцы выполняют из цементируемых легированных сталей с последующей закалкой цементированного слоя или из высокоуглеродистых сталей с закалкой токами высокой частоты (ТВЧ), в обоих случаях толщина слоя 0,4...0,6 мм, а твердость его 56...62 Rc. Зазор между пальцами и втулкой составляет 0,001...0,0015 диаметра пальца.

Клапаны. Основными требованиями, предъявляемыми к клапанам, являются: максимальное проходное сечение; минимальные мертвые объемы, вносимые клапанами; наибольшая прямолинейность потока холодильного агента; небольшие перемещения и малая масса замыкающих органов (уменьшение силы удара при посадке); герметичность, простота конструкции и малая трудоемкость ее изготовления.

Наиболее сложным в конструктивном отношении является обеспечение максимальных проходных сечений в клапанах при малых мертвых объемах в цилиндрах. Чем больше диаметр цилиндра и средняя скорость поршня, тем сложнее выполнение этого требования.

В малых непрямоточных компрессорах, где даже при частоте вращения $n = 48 \text{ с}^{-1}$ средняя скорость поршня не достигает 3 м/с, можно за счет отсутствия розеток всасывающих клапанов довести общий мертвый объем цилиндра до 2 %. В современных быстроходных компрессорах мертвые объемы цилиндра составляют 3...4,5 %. До 70...80 % мертвого пространства заключено в полостях розеток всасывающих и седел нагнетательных клапанов. В низкотемпературных одноступенчатых и в цилиндрах низкого давления двухступенчатых компрессоров стремятся к уменьшению клапанов с мертвым объемом около 2 %.

В крупных и средних компрессорах наиболее распространены кольцевые кла-

паны (рис. 1.67). Толщина пластин клапанов от 0,8 до 1,5 мм, высоту подъема принимают от 1 до 2,5 мм, а для компрессоров, предназначенных для работы при $t_0 \geq -3^\circ\text{C}$, высота подъема пластин клапанов достигает 3...3,5 мм.

В прямоточных компрессорах во всасывающих клапанах, закрепленных на поршнях, обычно применяют беспружинные кольцевые или ленточные полосовые клапаны, имеющие относительно меньший мертвый объем. Открытие и закрытие замыкающих органов этих клапанов (рис. 1.68) происходят под действием сил инерции. В малых бескрейцкопфных компрессорах распространены клапаны из тонколистовой холоднокатаной стали толщиной от 0,2 до 1 мм. Форма пластин разнообразна.

В холодильных компрессорах применяют также полосовые самопружинящиеся клапаны. Форма розетки клапана соответствует линии прогиба равномерно нагруженной балки на двух опорах. До-

пустимый прогиб пластины в средней части обычно равен двойной величине подъема кольцевых пластин (см. выше). Пластины кроме прогиба имеют свободный подъем 0,2...0,4 мм. Посадка на седло клапана происходит в результате упругой деформации пластины, стремящейся принять прямолинейную форму, и обратного давления пара.

Распространены язычковые всасывающие клапаны, где пластина прогибается внутрь цилиндра. При этом один ее конец зашпелен плитой, а второй свободен, но при открытии ход свободного конца ограничивается уступом на цилиндре. Такие клапаны применяют при $D_{\text{ц}} \leq 70$ мм. На еще меньших компрессорах (при $D_{\text{ц}} \leq 50$ мм) используют кольцевые пластины, соединенные тремя — пятью перемычками с центральной частью, в которой имеется отверстие для крепления к плите. Оба типа клапана позволяют обойтись минимальным мертвым объемом и образуют хорошие проходы для пара. Их

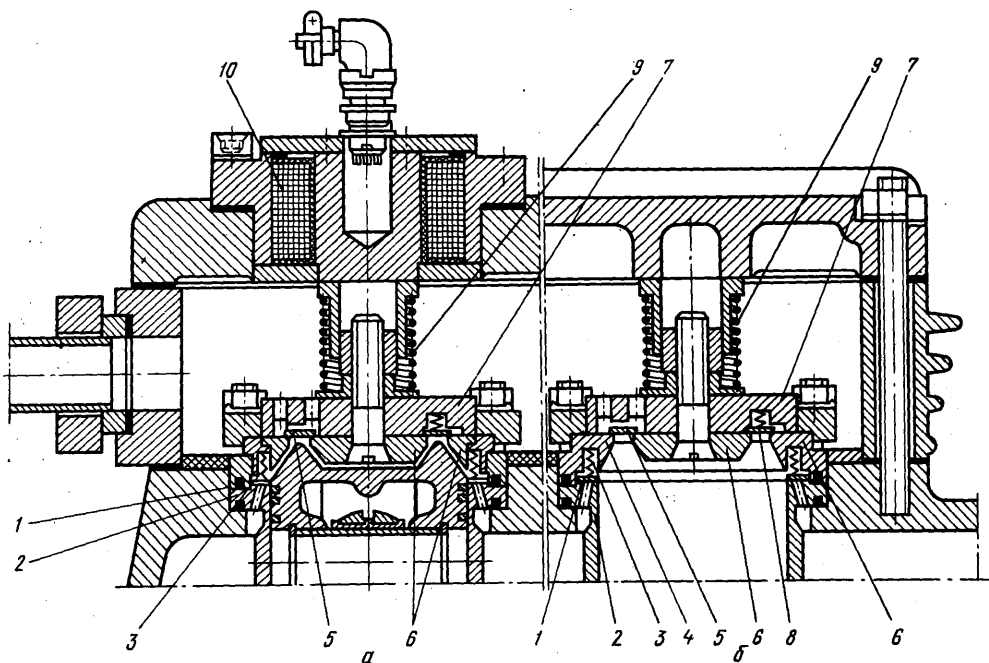


Рис. 1.67. Кольцевые всасывающие и нагнетательные клапаны непрямоточного компрессора П80:

а — с электромагнитным автоматическим отжимом пластины всасывающего клапана для регулирования производительности компрессора; б — простые:

1 — пластина всасывающего клапана; 2 — седло всасывающего клапана; 3 — пружина всасывающего клапана; 4 — розетка всасывающего клапана; 5 — пластина нагнетательного клапана; 6 — седло нагнетательного клапана; 7 — розетка нагнетательного клапана; 8 — пружина нагнетательного клапана; 9 — буферная пружина; 10 — катушка электромагнита

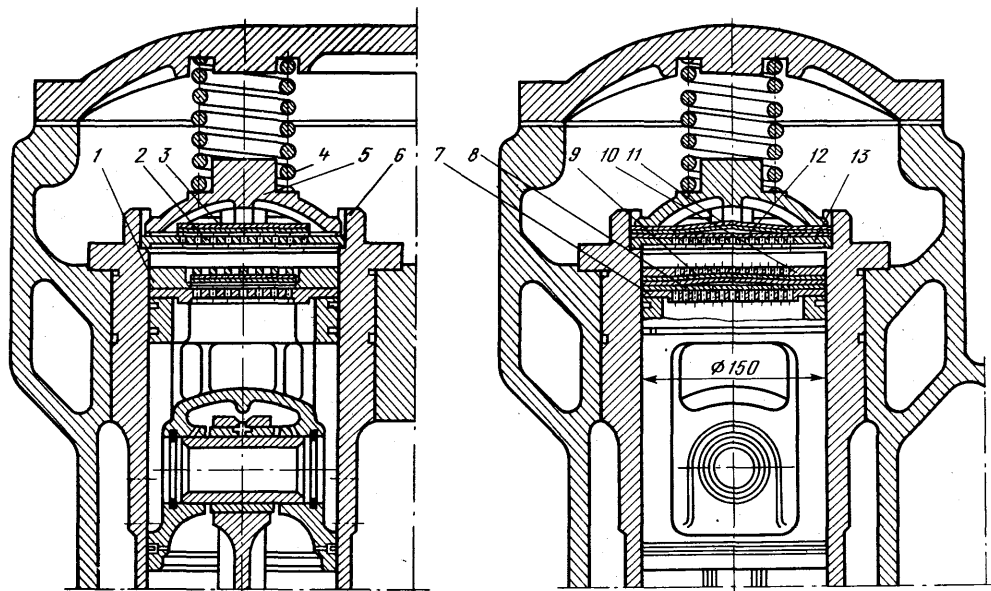


Рис. 1.68. Ленточные полосовые клапаны прямооточного компрессора АУ200:

1 — всасывающий клапан; 2 — нагнетательный клапан; 3 — ложная крышка; 4 — буферная пружина; 5 — фонарь; 6 — направляющая ложной крышки; 7 — седло всасывающего клапана; 8 — пластина всасывающего клапана; 9 — пружинящая розетка всасывающего клапана; 10 — заполнитель мертвого объема; 11 — пружинящая розетка нагнетательного клапана; 12 — пластина нагнетательного клапана; 13 — седло нагнетательного клапана

главный недостаток состоит в том, что при поломке пластины велика вероятность тяжелых повреждений цилиндра и поршня, поскольку обломки пластины неизбежно попадают в цилиндр.

В последнее время в малых компрессорах все чаще применяют кольцевые всасывающие клапаны, пластина которых, так же как и у язычковых клапанов, прогибается внутрь цилиндра. Диаметрально расположенные выступы таких пластин свободно оперты о края цилиндра. Прогиб пластин в цилиндр ограничивается двумя дополнительными выступами. Кольцевые пластины более долговечны, чем пластины язычковых клапанов, поскольку имеют больший радиус изгиба. Достоинства всасывающих клапанов с такими пластинами — малый мертвый объем и большие проходные сечения.

В малых непрямоточных фреоновых компрессорах всасывающие и нагнетательные клапаны часто размещают на одной плите, покрывающей цилиндры (рис. 1.69), хотя, как это было показано выше, при этом может существенно уве-

личиваться подогрев пара на всасывании (ухудшение λ_w и ε).

Статическая плотность клапана (при остановке компрессора) является показателем его исправности и имеет особое значение для нагнетательных клапанов автоматизированных компрессоров. Этому требованию удовлетворяют кольцевые и пяточные пружинные клапаны (см. рис. 1.67 и 1.69). Статическую плотность их проверяют в собранном компрессоре. К всасывающим клапанам предъявляют требование только динамической плотности — отсутствия перетечек через щели клапанов во время хода нагнетания.

Смазочные устройства. В малых компрессорах чаще всего применяют барботажную смазку движущихся деталей: с помощью специальных разбрызгивателей образуют масляный туман либо поддерживают уровень масла в картере на высоте оси коленчатого вала (затопленная смазка для салниковых компрессоров). Принудительную смазку малых компрессоров можно осуществлять при вертикальном расположении вала с помощью центробежного насоса, выполнен-

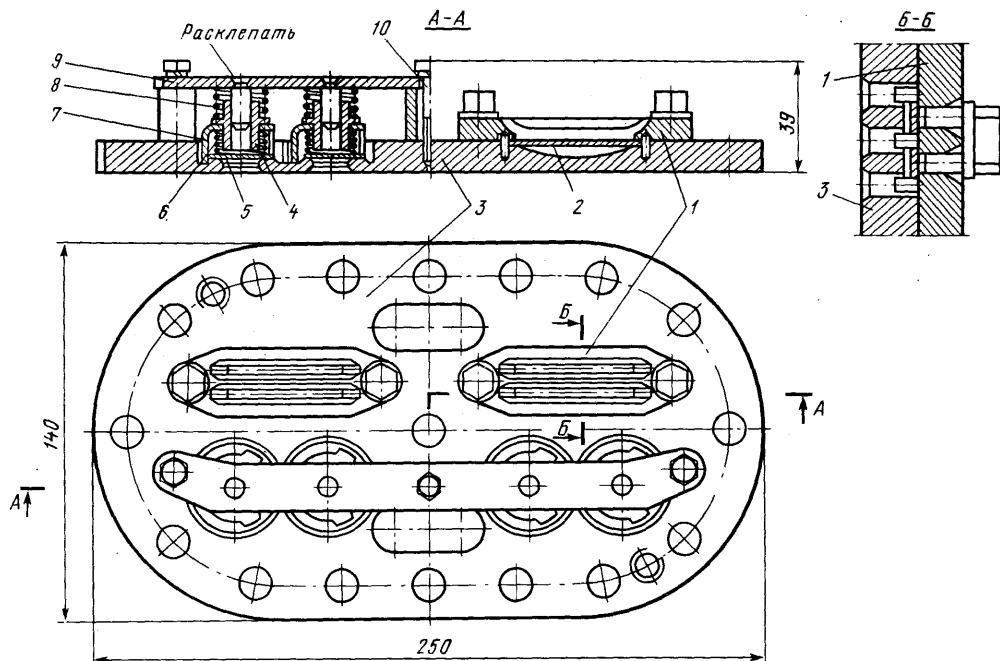


Рис. 1.69. Клапанная плита на двухцилиндровый блок непрямоточного компрессора со всасывающими полосовыми и нагнетательными пяточковыми клапанами:

1 — седло всасывающего клапана; 2 — пластина всасывающего клапана; 3 — плита; 4 — направляющая втулка; 5 — пячковая пластина нагнетательного клапана; 6 — пружина нагнетательного клапана; 7 — розетка нагнетательного клапана; 8 — буферная пружина; 9 — траверса упорная нагнетательного клапана; 10 — стягивающие болты

ного на его конце, а при горизонтальном расположении вала — шестеренным или ротационным однолопастным насосом. Применяют также центробежную смазку за счет подвода масла к центру вала и отвода его по сверлениям к периметру шеек.

В средних и крупных компрессорах принудительную смазку в большинстве конструкций осуществляют от шестеренного насоса, в редких случаях — от плунжерного. Наиболее надежен насос, затопленный в масляной ванне компрессора, однако такое размещение насоса громоздко и трудоемко, так как требует специального привода, иногда с помощью трех шестерен. Кроме того, такой привод служит источником дополнительного шума. Поэтому находят широкое применение насосы, ось которых совпадает с осью коленчатого вала и привод осуществляется с помощью простых компактных элементов. Такие насосы чаще всего выполняют с шестернями внут-

реннего зацепления, что делает их еще более компактными и обеспечивает повышенную работоспособность на масле, насыщенном холодильным агентом. Это особенно важно для компрессоров, работающих на масле и холодильном агенте, характеризующихся хорошей взаимной растворимостью, в частности при пуске после длительной стоянки и при влажном ходе компрессора.

На всасывающей линии насоса устанавливают сетчатый фильтр. Сетку располагают на высоте 10...15 мм от дна картера. Число ячеек в 1 см² сетки от 150 до 300. Проходное сечение сетки в свету подбирают как можно большее, но не менее 10-кратного поперечного сечения всасывающей трубки масляного насоса. Иногда сетку дополняют постоянными магнитами. На нагнетательной линии масляного насоса в средних и крупных компрессорах устанавливают фильтры тонкой очистки. Чтобы предотвратить прекращение подачи масла при загряз-

нении фильтра тонкой очистки, применяют перепускные клапаны, однако в ряде случаев предпочитают принудительно отключать компрессор с помощью защитного реле.

Сечение трубопроводов подбирают так, чтобы скорость масла не превышала 0,7...1,0 м/с. Давление масла поддерживают на уровне, превышающем давление в картере компрессора на 60...250 кПа. Давление регулируется перепускным клапаном, сбрасывающим масло из нагнетательного трубопровода в картер.

При использовании коренных подшипников скольжения к ним обычно подводят все масло, подаваемое насосом, которое затем по масляным каналам коленчатого вала поступает к шатунам и сальнику. При коренных подшипниках качения масло подводится к сальнику, из которого по каналам вала поступает к другим объектам смазки. В бессальниковых компрессорах с подшипниками качения подвод масла к валу осуществляют через специальные узлы различной конструкции.

В бескрейцкопфных компрессорах втулки верхней головки шатуна, пальцы и бобышки поршней смазываются брызгами, попадающими из картера. В последнее время для смазки верхней втулки и пальца предусматривают специальные сверления или трубки в стержне шатуна, через которые масло поступает от шатунной шейки вала. Зеркала цилиндров, поршень и поршневые кольца в бескрейцкопфных компрессорах смазываются маслом, разбрызгиваемым из торцевых зазоров между нижними головками шатуна и галтелями шатунных шеек вала.

В крейцкопфных компрессорах механизм движения (коренные и шатунные подшипники вала, пальцы и ползуны крейцкопфов) смазываются с помощью шестеренного насоса; зеркало цилиндров, поверхности поршней и сальники штоков — с помощью многоплунжерных лубрикаторов. Каждое место подвода смазки обслуживается отдельным плунжером лубрикатора. Лубрикаторы и шестеренные насосы приводятся в действие индивидуальными электродвигателями. Обычно эти насосы с фильтрами и масляным холодильником компонованы в отдельный выносной агрегат. При этом обязательно предусматривают электрическую блокировку компрессора, не допускающую включения компрессора до

запуска масляных насосов и лубрикаторов и выключающую двигатель компрессора в случае отключения масляного насоса или лубрикатора.

Корпуса масляных насосов изготавливают из чугунного литья, шестерни — из углеродистой стали с термической обработкой до твердости 240...280 НВ, валики — из цементуемой углеродистой стали, закаленной до твердости 48...52 Rc. Отверстия в корпусе насоса и шестернях выполняют по посадке А₃, наружные диаметры шестерен и валиков — по посадке Д.

Торцевые зазоры между шестернями, корпусом и крышкой выдерживают равными 0,05 мм на 100 мм высоты шестерен.

В герметичных компрессорах применяют только принудительную смазку. В качестве центробежного насоса часто используют эксцентрично расположенные сверления в вертикальном валу; при этом не требуется дополнительных деталей, в результате чего снижается стоимость и повышается надежность компрессоров. От эксцентричного осевого сверления по радиальным или наклонным каналам масло подается к шатунным или коренным подшипникам. Диаметр входного отверстия в валу 5...6 мм, радиальных и наклонных — 3...4 мм.

В компрессорах без нижнего коренного подшипника используют удлинитель, насаженный на нижний конец вала. В компрессорах с однофазными электродвигателями, имеющими определенное направление вращения, одновременно с центробежными иногда применяют шнековые насосы (со спиральной канавкой).

При остановках содержание фреона в масле увеличивается; при пусках происходит его испарение и вспенивание масла, пузыри пара могут нарушить смазку. Для удаления пара, собирающегося у оси вращающегося вала, используют дегазационные устройства. Это обычно сверления, радиальные трубки или канавки, соединяющие верхнюю часть осевого сверления с паровым пространством кожуха компрессора [16].

Уплотнения штоков и приводного конца (сальники). Сальники являются ответственными узлами холодильных компрессоров. От их работы зависят герметичность и надежность машины.

Штоки крейцкопфных компрессоров уплотняют многокамерными сальниками (рис. 1.70) с разрезными металличе-

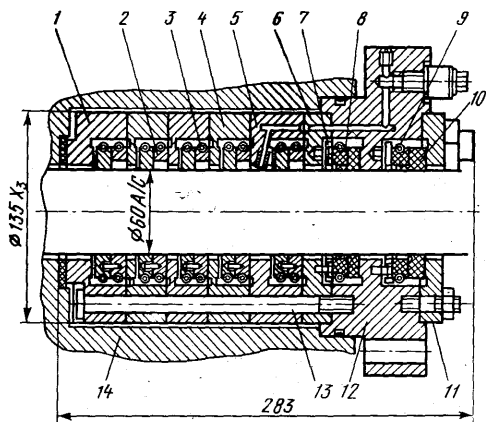


Рис. 1.70. Многокамерный сальник уплотнения штока:

1 — концевая камера; 2 — разрезное стальное кольцо сальника; 3 — пружина стального кольца; 4 — средняя камера сальника; 5 — фонарь-камера; 6 — промежуточное кольцо с торцевой пружиной; 7 — торцевое поджимное кольцо; 8 — торцевое разрезное металлографитовое кольцо; 9 — пружина графитового кольца; 10 — разрезная металлографитовая втулка; 11 — крышка; 12 — корпус сальника; 13 — стяжной болт; 14 — цилиндр компрессора

скими кольцами (жесткая набивка), которые выполняют из чугуна или алюминия. Сальники смазывают маслом с помощью лубрикатора через фонарь. Число камер в сальнике для аммиачных компрессоров — от 3 до 4 при диаметре штока 50...150 мм. Качество уплотнения сальника определяется степенью прилегания (без зазора) трущейся поверхности колец к штоку, а также торцов колец друг к другу и к обоймам; осевой зазор между поверхностями колец и обоймой не должен превышать 0,03...0,05 мм.

В бескрейцкопфных компрессорах для уплотнения приводного вращающегося конца вала применяют сальники с кольцами торцевого трения (рис. 1.71—1.73). Наиболее распространены сальники с упругими элементами, например пружинные с уплотнительными кольцами. Преобладают пружинные сальники с торцевой парой трения „закаленная сталь — композиционный материал на базе графита” и упругим уплотнением по валу и масляным затвором. Преимущества этих сальников: простота монтажа и эксплуатации, небольшая трудоемкость изготовления основных деталей (подвижного и уплотнительного кольца) и хороший

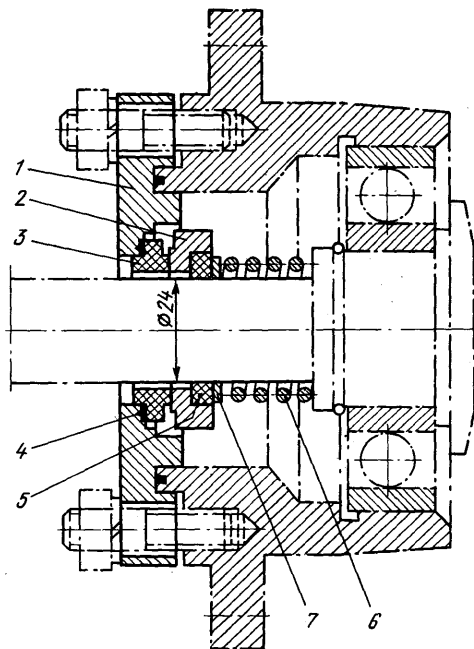


Рис. 1.71. Сальник уплотнения вала с кольцами трений и центральной пружиной:

1 — крышка сальника; 2 — вращающееся с валом уплотнительное стальное кольцо; 3 — неподвижное уплотнительное кольцо металлографитовое; 4 — резиновая прокладка; 5 — резиновое ведущее кольцо; 6 — пружина; 7 — стальное нажимное кольцо

отвод теплоты трения маслом, прокачиваемым через сальник.

При диаметре вала до 50 мм сальники выполняют с одной центральной пружиной (см. рис. 1.71); при большем диаметре вала обычно устанавливают несколько пружин, заключенных в сепараторе (см. рис. 1.72, 1.73).

Для изготовления трущейся пары в сальниках применяют высокоооловинистую фосфорную бронзу (твердость 100...130 НВ), специализированный металлографит (АГ-1500-Б83; АПГ-Б83) и цементуемую закаленную углеродистую или легированную сталь твердостью 56...64 Rc.

Подвижное кольцо сальника выполняют, как правило, из стали. Его уплотняют на валу резиновым или фторопластовым кольцом, стойким к фреонам, аммиаку и смазочному маслу.

Допустимые удельные давления на трущиеся поверхности сальников приве-

дены в табл. 1.14. Удельное давление на упругое уплотнительное кольцо допускается в пределах 0,3...0,5 МПа. Отверстие подвижного кольца выполняют по посадке Х, а неподвижные — с зазором 0,5 мм.

1.14. Допустимые удельные давления и окружные скорости поверхностей трения сальников

Тип сальника	Материал трущейся пары	Удельная нагрузка, кПа	Окружная скорость, м/с
Сильфонный пружинный	Закаленная сталь — бронза	140—200	До 3,5
Пружинный самоупротивляющийся	то же	80—100	До 5
То же	Закаленная сталь — композиционный материал	40—60	До 30

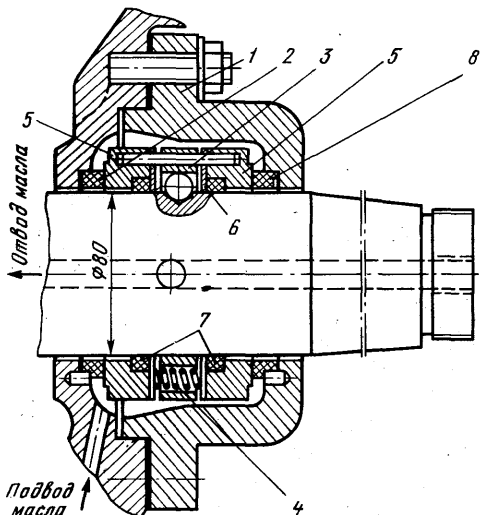


Рис. 1.72. Сальник уплотнения вала с несколькими пружинами:

1 — крышка сальника; 2 — неподвижные металлографитовые уплотнительные кольца; 3 — ведущее кольцо; 4 — пружина; 5 — вращающиеся с валом стальные кольца сальника; 6 — нажимные кольца; 7 — резиновые кольца; 8 — резиновые прокладки

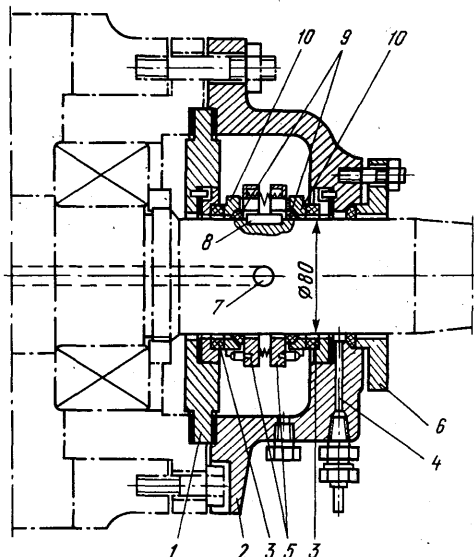


Рис. 1.73. Сальник пружинный уплотнения вала крупного компрессора:

1 — внутренняя крышка; 2 — наружная крышка; 3 — неподвижные уплотнительные кольца с металлографитом; 4 — отвод масла, проникающего через уплотнения; 5 — ведущие кольца с пружинами; 6 — наружная буска; 7 — отвод масла из сальника; 8 — ведущая шпонка; 9 — упругие резиновые кольца; 10 — вращающиеся с валом стальные уплотнительные кольца

Параметрические ряды и унификация компрессоров

Отечественные поршневые холодильные компрессоры (за исключением герметичных) охватывают диапазон холодопроизводительности при стандартных условиях ($t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$) от 3,5 до 1200 кВт (табл. 1.15). Весь диапазон составлен отдельными рядами (базами) компрессоров, широко унифицированными между собой в пределах каждого ряда.

Унификацию холодильных компрессоров проводят по следующим направлениям.

1. Составление минимального числа рядов компрессоров, производительность которых обеспечивает нужное количество холода в требуемом диапазоне температур кипения при заданной разности давлений $p_k - p_0$ и при работе на минимальном количестве холодильных агентов (низкого, среднего и высокого давлений).

2. Создание каждого ряда компрессоров на одной базе. В бескрейскопных

1.15. Основные параметры отечественных поршневых холодильных компрессоров

Марка	R22		R12		R717		Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Число цилиндров	Частота вращения, с ⁻¹	Объем, описываемый поршнем, м ³ /с	Масса, кг	Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм
	холодопроизводительность, кВт	потребляемая мощность, кВт	холодопроизводительность, кВт	потребляемая мощность, кВт	холодопроизводительность, кВт	потребляемая мощность, кВт									
1ПБ6	5,67	2,09	3,66	1,37	—	—	56	33	2	24	0,393	82	600	265	370
1П6	5,90	2,45	4,10	1,54	—	—	56	33	2	24	0,393	79	420	265	370
1ПБ13	13,18	4,85	8,57	3,21	—	—	56	40	4	24	0,950	100	635	420	325
1П13	14,50	6,14	8,96	3,61	—	—	56	40	4	24	0,950	95	455	420	325
1ПБ7	8,22	3,52	5,75	8,22	—	—	67,5	55	2	16	0,614	124	585	365	445
1ПБ10	13,18	5,88	8,32	3,30	—	—	67,5	55	2	24	0,946	125	585	362	445
1П10	12,50	3,90	8,00	2,65	—	—	67,5	53	2	24	0,912	47	368	293	390
4ПБ14	17,64	7,04	11,19	4,48	—	—	67,5	55	4	16	1,260	205	710	520	505
4ПБ20	26,35	10,56	16,63	6,60	—	—	67,5	55	4	24	1,890	210	710	520	505
1П20	25,00	7,80	15,90	5,30	—	—	67,5	53	4	24	1,824	90	484	520	415
4ПБ28	36,47	14,56	23,18	9,24	—	—	67,5	56	8	16	2,570	359	885	620	545
4ПБ35	53,76	21,50	34,16	13,66	—	—	67,5	56	8	24	3,860	361	885	620	545
ПБ50	51,00	17,80	31,00	11,00	—	—	76	76	4	24	3,45	403	1075	620	714
П50	53,00	15,20	39,00	9,80	52,00	15,20	76	76	4	24	3,45	325	675	620	575
ПБ100	102,00	35,00	65,00	21,30	—	—	76	76	8	24	6,90	600	1100	710	725
1П00	107,00	30,50	68,00	19,00	103,00	30,80	76	76	8	24	6,90	439	775	710	725
2П110	—	—	—	—	150,00	42,60	97	97	2	16	7,40	880	955	905	745
АО1200П-2	—	—	—	—	1170,00	343,00	280	220	4	8,33	88,00	10800	5788	4180	1530

Примечания: 1. Мощность для бесальниковых компрессоров — N ; мощность для альниковых компрессоров — N_e ; 2. Компрессор АО1200П-2 — без смазки.

компрессорах за базу принимают одну шатунно-поршневую группу, рассчитанную на предельную разность давлений $p_k - p_0$, где p_0 — давление в двухпоршневом (обычно) валу, располагая 1, 2, 3 и 4 шатуна на одной шейке, создают 2-, 3-, 4-, 6- или 8-цилиндровые компрессоры с одной или двумя частотами вращения. В кривокопфных оппозитных компрессорах такой базой являются рамы на 2, 4, 6, 8 цилиндров (обычно унифицированные с рамами газовых компрессоров) с шатунно-кривошипным механизмом, каждый из которых рассчитан на одно усилие по штоку.

3. Выполнение поджимающих компрессоров путем увеличения диаметра цилиндра базовых машин (в последнее время это направление практически не используется в связи с развитием ротационных пластинчатых и винтовых компрессоров).

4. Создание двухступенчатых компрессоров с применением шатунно-поршневой группы одноступенчатого базового компрессора.

5. Компоновка двухступенчатых и каскадных машин из одноступенчатых компрессоров одного или различных рядов.

6. Унификация узлов и деталей (корпусных деталей, цилиндрических гильз, поршней, шатунов, пальцев, поршневых колец, вкладышей и втулок шатунов, масляных насосов, сальников, клапанов) в компрессорах одного ряда.

Конструктивная унификация должна сочетаться с технологической, и тогда производство компрессоров может быть оснащено высокопроизводительным автоматизированным оборудованием; сменные изнашивающиеся детали должны быть сконструированы так, чтобы они были взаимозаменяемыми для всех типов размеров ряда и, следовательно, удобными в эксплуатации; некоторые детали — блок-картер, коленчатый вал — оставляют неунифицированными (но они технологически подобны и в процессе эксплуатации, как правило, не требуют замены), и это позволяет построить модификацию с лучшими массогабаритными характеристиками.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A, a — коэффициент;
 a — масштаб длин, м/мм;
 B, b — коэффициент;
 b — масштаб давлений, Па/мм;

C — относительное мертвое пространство;
 c — скорость, м/с;
 D, d — диаметр, м;
 F, f — площадь, м²;
 G — массовая производительность, расход, кг/с;
 G — масса, кг;
 g — удельная металлоемкость, кг/кВт;
 g — ускорение свободного падения, м/с²;
 h — линейный размер, м;
 I — удельная сила инерции, Па;
 I — сила тока, А;
 i — удельная энтальпия, Дж/кг;
 j — ускорение, м/с²;
 k — показатель адиабаты;
 l — линейный размер, м;
 l — удельная работа, Дж/кг;
 M — крутящий момент, Н·м;
 M — число Маха;
 m — показатель политропы;
 m_p — масштаб индикаторной диаграммы, Па·м/с;
 N — мощность, Вт;
 N — удельная нормальная сила, Па;
 n — показатель политропы;
 n — частота вращения, 1/с;
 P — мощность, кВт;
 p — удельная сила, Па;
 p — давление, Па;
 $\Delta p = \frac{\Delta p}{p_{1,1}}$ — относительная потеря давления;
 Q — холодопроизводительность, тепловой поток, Вт;
 Q — нагрузка, Н;
 q — удельная холодопроизводительность, Дж/кг;
 q — удельная сила, Па;
 R — сила, Н;
 r — радиус, м;
 S — ход поршня, м;
 S — скольжение;
 s — удельная энтропия, Дж/(кг·К);
 T — удельная тангенциальная сила, Па;
 T — температура, К;
 t — температура, °С;
 V — объем, м³;
 V — объемная производительность, м³/с;
 v — объемный расход, м³/с;
 v — удельный объем, м³/кг;
 v — удельный габаритный объем, м³/кВт;
 Z — удельная радиальная сила, Па;
 z — число цилиндров;
 z — коэффициент;
 α, β — коэффициент;
 α, β, γ — угол, °;
 γ — плотность, кг/м³;
 δ — степень неравномерности вращения;
 ϵ — холодильный коэффициент;
 ϵ — коэффициент;
 η — КПД;
 θ — разность температур, °С;
 κ — относительные потери давления;
 λ — коэффициент подачи (наполнения);

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;
 μ — коэффициент преобразования;
 ν — кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$;
 $\dot{\nu}$ — относительная мощность, $\text{Вт}/(\text{кг}\cdot\text{с})$;
 $\Delta \dot{\nu}$ — относительные энергетические потери;
 π — отношение давлений;
 ρ — коэффициент;
 ρ — плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 Φ — площадь, м^2 ;
 φ — эквивалентная площадь, м^2 ;
 φ — угол, $^\circ$;
 χ — относительное перемещение;
 ψ — отношение хода поршня к диаметру.

Индексы

0 — кипение;
 0 — начальное значение;
 1 — начальное состояние;
 2 — конечное состояние;
 I, II — силы первого и второго порядков;
 а — холодильный агент;
 а — адиабатный;
 в — воздух;
 вс — всасывание;
 вр — вращение;
 г — газовый;
 г — гидравлический;
 д — действительный;
 др — дросселирование;
 зв — звук;
 к — конденсация;
 к — канал (всасывающий, нагнетательный);
 кл — клапан;
 км — компрессор;
 кр — крутящий;
 м — мертвый объем;
 м — механический;
 м — масло;
 макс — максимальный;
 мх — маховик;
 н — нагнетание;
 н. м. т — нижняя мертвая точка;
 ном — номинальный;
 опт — оптимальный;
 п — потери;
 п — поршень;
 пл — плотность;
 пол — политропный;
 пс — возвратно-поступательное движение;
 пр — противовес;
 рш — расширение;
 рас — расчетный;
 с — седло;
 св — свободный;
 сж — сжатие;
 ср — средний;
 сум — суммарный;
 т — теоретический;
 тр — трение;
 ц — цилиндр;
 ш — шатун;

щ — щель;
 э — электрический;
 эл. дв — электродвигатель;
 с — мертвый объем;
 е — эффективный;
 i — обобщенный индекс коэффициента β ;
 i — индикаторный;
 i — индекс, заменяющий индексы пол, г, пл, м и др.;
 т — средний;
 тах — максимальный;
 р — при постоянном давлении;
 s — хладоноситель;
 s — изотропный;
 u — переохлаждение;
 v — при постоянном объеме;
 w — подогрев;
 x — радиальный;
 y — тангенциальный.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Быков А. В. Техничко-экономические показатели низкотемпературных холодильных машин // Холодильная техника. — 1975. — № 9. — С. 6—12.
2. Быков А. В., Калнинь И. М. О зависимости параметров холодильных машин от свойств применяемых рабочих веществ / Труды ВНИИХолодмаш. — 1974. — № 5. — С. 3—23.
3. Быков А. В., Калнинь И. М., Крузе А. С. Холодильные машины и тепловые насосы. Повышение эффективности. — М.: Агропромиздат, 1988. — 288 с.
4. Вейнберг Б. С. Поршневые компрессоры холодильных машин. — М.: Машиностроение, 1965. — 355 с.
5. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки. Справочник. — М.: Агропромиздат, 1989. — 676 с.
6. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1975. — 559 с.
7. Калнинь И. М., Клименко Т. А., Цирлин Б. Л. Исследования и развитие герметичных поршневых компрессоров // Исследовательские работы по повышению эффективности холодильного оборудования // Труды ВНИИХолодмаш. — 1977. — С. 3—13.
8. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. — М.: Высшая школа, 1971. — 344 с.
9. Новый ряд высокооборотных герметичных холодильных компрессоров для судовых автономных кондиционеров / В. С. Дорош, В. И. Гидулян, В. Ю. Захаров, Ю. К. Коломиец // Холодильная техника. — 1983. — № 5. — С. 19—22.
10. Пластинин П. И. Теория и расчет поршневых компрессоров. — М.: Агропромиздат, 1987. — 271 с.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Винтовые холодильные компрессоры относятся к объемным роторным компрессорам (сжатие газа производится в замкнутом объеме) с обкатываемыми профилями зубьев роторов. Основными рабочими органами винтового холодильного компрессора являются роторы, на которых нарезаны винтовые зубья. Роторы размещены в цилиндрических расточках корпуса компрессора и совершают вращательное движение.

Винтовые холодильные компрессоры могут быть маслозаполненными (в парные полости которых на стороне сжатия подается значительное количество масла), сухого сжатия и с впрыском в парные полости жидкого холодильного агента. Винтовые холодильные компрессоры могут быть одно- и двухроторными; сальниковыми и бессальниковыми, вертикального и горизонтального исполнений.

В холодильной технике применяют в основном винтовые маслозаполненные двухроторные компрессоры. В главе 2 рассмотрены компрессорные агрегаты на базе только винтовых маслозаполненных компрессоров.

Винтовой двухроторный компрессор (рис. 2.1) состоит из следующих основных деталей: корпуса 1, двух роторов 2, 3, опорных и упорных подшипников, поршней для уравнивания осевых сил 4 и привода регулятора производительности 5. Роторы (винты) представляют собой цилиндрические косоугольные крупномодульные шестерни с зубьями специального профиля. Профили зубьев парных винтов при взаимной обкатке сопрягаются теоретически без зазора. При вращении винтов вершины зубьев описывают цилиндрические поверхности и образуют с корпусом также теоретически беззазорное сопряжение. В реальных конструкциях между роторами, а также между роторами и корпусом имеются малые зазоры. Ведущий винт, как правило, име-

ет четыре выступа, ведомый — шесть при равных наружных диаметрах роторов. Зубья на длине ротора компрессора не образуют полного витка. Окна всасывания и нагнетания расположены взаимно по диагонали.

Рабочий цикл винтового компрессора имеет четыре фазы: всасывание, перенос, сжатие и нагнетание.

Всасывание. Газ через всасывающее окно заполняет впадины между зубьями роторов при их вращении и выходе зубьев из зацепления. Процесс всасывания продолжается до тех пор, пока кромки зубьев ведущего и ведомого роторов, ограничивающие объем впадины между зубьями, совместятся с кромками окна всасывания. Объем впадин между зубьями ведомого и ведущего роторов носит название парной полости.

Перенос. В процессе дальнейшего поворота роторов газ переносится без изменения замкнутого объема парной полости в направлении окна нагнетания.

Сжатие. Давление газа повышается за счет уменьшения замкнутого объема парной полости при вращении роторов. Процесс сжатия продолжается до момента совмещения кромок зубьев ведущего и ведомого роторов, ограничивающих парную полость, с кромками окна нагнетания.

Нагнетание. Газ (вместе с маслом) из уменьшающегося объема парной полости нагнетается через окно нагнетания в нагнетательный патрубок. Если давление в конце сжатия меньше давления в нагнетательном патрубке, то происходит внешнее дожатие газа до давления нагнетания.

В корпус компрессора впрыскивается охлажденное масло, которое заполняет зазоры между роторами и корпусом, а также обеспечивает уплотнение по линии контакта соприкасающихся поверхностей зуба и впадины. После подогрева в компрессоре масло из маслоотделителя, установленного на стороне нагнетания, пред-

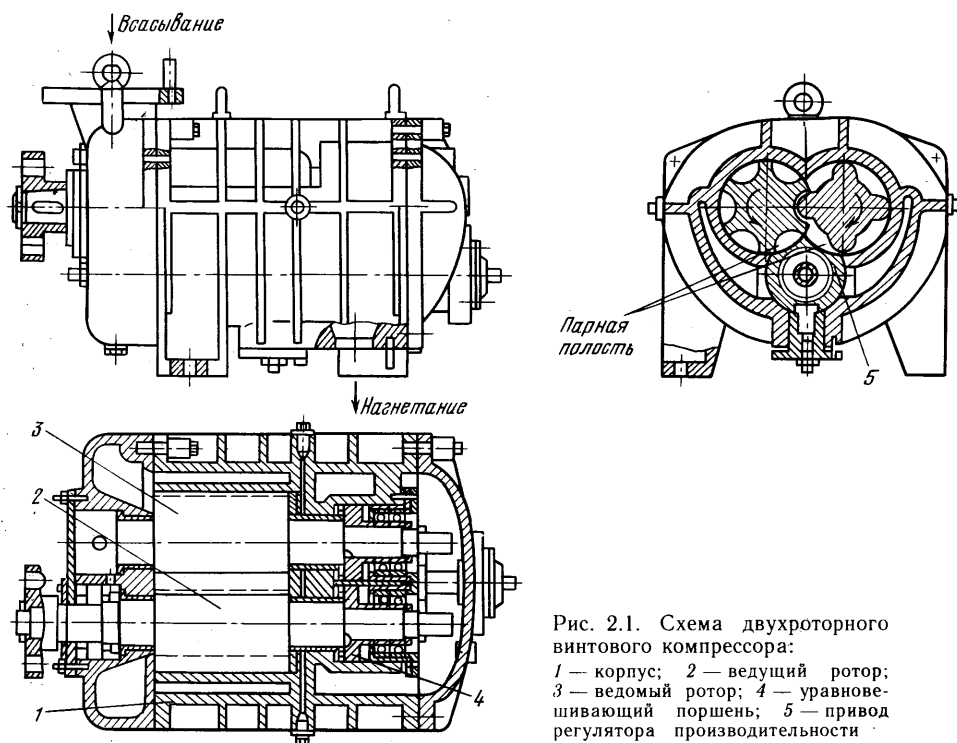


Рис. 2.1. Схема двухроторного винтового компрессора:

1 — корпус; 2 — ведущий ротор; 3 — ведомый ротор; 4 — уравнивающий поршень; 5 — привод регулятора производительности

варительно пройдя фильтры и маслоохладитель, насосом подается в подшипники, сальник, разгрузочные поршни и отсеченные парные полости компрессора. Масло в компрессоре соприкасается непосредственно с холодильным агентом.

В результате подачи масла в рабочую полость винтового компрессора повышается производительность (за счет уменьшения внутренних перетечек), значительно снижается температура пара при сжатии. Это позволяет упростить конструкцию компрессора, снизить частоту вращения, уменьшить шум, увеличить допустимое отношение давлений, повысить энергетическую эффективность, надежность и долговечность.

Винтовые компрессоры имеют преимущества и недостатки по сравнению с поршневыми, роторными, пластинчатыми и центробежными компрессорами. По сравнению с поршневыми компрессорами преимуществами являются: высокая надежность и долговечность в связи с отсутствием всасывающих и нагнетательных клапанов, деталей с возвратно-поступательным движением, трущихся деталей в блоке цилиндров; равномер-

ность подачи газа; меньшая масса и габариты; полная уравнированность роторов, что исключает необходимость в тяжелых фундаментах; более высокие объемные коэффициенты и более пологое изменение их в зависимости от степени повышения давления; плавное экономичное регулирование производительности. Недостатком является более низкий КПД в рабочем диапазоне температур кипения и конденсации из-за постоянной геометрической степени сжатия.

По сравнению с центробежными преимуществами являются: отсутствие помпажных зон; независимость степени повышения давления от частоты вращения роторов; возможность работы на любых холодильных агентах (независимо от их молекулярной массы) без изменения конструкции.

По сравнению с роторными пластинчатыми: высокая надежность и долговечность из-за отсутствия трущихся рабочих поверхностей и элементов; более высокие значения объемных, энергетических характеристик и более пологий их характер изменения; более широкая область применения по давлениям.

Несмотря на то что принцип работы винтового компрессора известен с 1878 г., широкое использование компрессоров этого типа началось лишь в 40-х годах, а в области холодильного машиностроения — в 60-х годах XX в.

Отечественные винтовые холодильные маслозаполненные компрессоры серийно выпускаются с 1973 г. [15, 33]. Основными критериями применения типа холодильного компрессора являются технико-экономическая эффективность и технический уровень показателей качества [2].

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА

Геометрические характеристики

Геометрические характеристики (а следовательно, энергетическая и объемная эффективность, масса, габаритные размеры и прочностные параметры) винтового компрессора зависят от профиля зубьев и от геометрического соотношения винтовой части роторов.

Профили зубьев в торцевом сечении могут быть различные — окружные, эллиптические; асимметричные (рис. 2.2) и др. В настоящее время наибольшее применение в винтовых компрессорах нашли асимметричные профили зубьев роторов.

Геометрические параметры винтов с теоретическим асимметричным профилем зубьев, применяемых в отечественных винтовых маслозаполненных холодильных компрессорах, приведены в табл. 2.1.

Основными геометрическими параметрами являются относительная длина $\bar{L} = L/D_e$, угол закрутки τ , относительная высота головки r , радиус r_0 , характеризующий головку зуба, и число зубьев z . В СССР параметрические ряды винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров строят на основе двух значений $\bar{L}$, равных 1,35 и 0,9. В некоторых зарубежных конструкциях значение $\bar{L}$ достигает 2,2.

На конструкцию компрессора влияет и угол закрутки $\tau_{из}$ — угол, на который развернут торец винтовой части со стороны нагнетания по отношению к торцу со стороны всасывания. Углы закрутки ведущего ротора выбирают в пределах от 270 до 350°. Для отечественных компрессоров углы закрутки $\tau_{из}$ приняты равными 304 и 270° соответственно при относительной длине ротора $\bar{L}$, равной 1,35 и 0,9. Эти углы закрутки немного больше предельного значения ($\tau_{из} > \tau_{из, пред}$).

Предельными углами закрутки винтов называют такие углы, при которых пар-

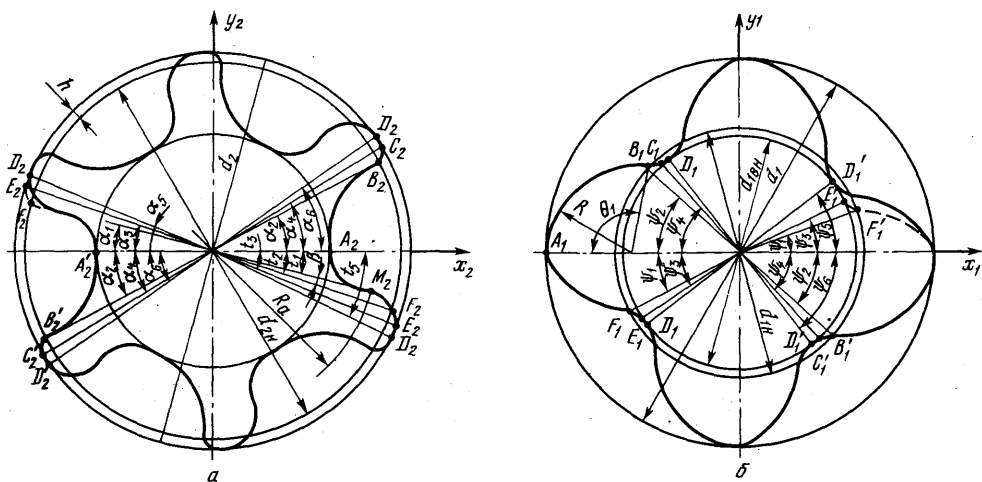


Рис. 2.2. Теоретический асимметричный профиль винтов в торцевом сечении с эвольвентным участком (сплошная линия) и обычный (пунктир):

a — обычный профиль (СКБ-К) ведомого ротора: $\alpha_1 = 13^\circ 8' 32,64''$; $\alpha_2 = 28^\circ 14,41,28''$; $\alpha_3 = 16^\circ 53' 32,64''$; $\alpha_4 = 31^\circ 59' 41,28''$; $\alpha_5 = 22^\circ 26' 55,68''$; $\alpha_6 = 37^\circ 33' 4,32''$; $\tau_1 = 14^\circ 41' 13''$; $\tau_2 = 18^\circ 20' 6''$; $\tau_3 = 22^\circ 5' 6''$; $\beta = 3^\circ 38' 53''$; $\alpha_2 = 28^\circ 14' 3''$; $\alpha_4 = 31^\circ 59' 24''$; $\tau_5 = 25^\circ 02' 5''$; $\alpha_6 = 34^\circ 57' 09''$; b — обычный профиль (СКБ-К) ведущего ротора: $\psi_1 = 27^\circ 30' 13''$; $\psi_2 = 42^\circ 22' 1''$; $\psi_3 = 33^\circ 7' 43''$; $\psi_4 = 47^\circ 58' 24''$; $\theta_1 = 101^\circ 25' 23''$; $\psi_5 = 37^\circ 34' 09''$; $\psi_6 = 52^\circ 25' 51''$

2.1. Геометрические параметры винтов с асимметричным профилем

Параметр	Типоразмер винта											
	Д50	Д63	Д80	Д100	Д125	Д160	Д200	Д250	Д315	Д400	Д500	Д630
Диаметр окружности, мм выступов $d_1 = d_2$ начальной ведущего винта $d_{1н}$ ведомого винта $d_{2н}$ внутренний $d_{1вн} = d_{2вн}$	50,00	63,00	80,00	100,00	125,00	160,00	200,00	250,00	315,00	400,00	500,00	630,00
	32,00	40,32	51,20	64,00	80,00	102,40	128,00	160,00	201,60	256,00	320,00	403,20
	48,00	60,48	76,80	96,00	120,00	153,60	192,00	240,00	302,40	384,00	480,00	604,80
	30,00	37,80	48,00	60,00	75,00	96,00	120,00	150,00	189,00	240,00	300,00	378,00
	11,00	13,86	17,60	22,00	27,50	35,20	44,00	55,00	69,30	83,00	110,00	138,60
$L = 0,9d_1$ при $\tau_{13} = 270^\circ$ и $L = 1,0d_1$ при $\tau_{13} = 300^\circ$												
Межцентровое расстояние А, мм	40,00	50,40	64,00	80,00	100,00	128,00	160,00	200,00	252,00	320,00	400,0	504,00
Ход нарезки винта, мм ведущего ведомого	60,00	75,60	96,00	120,00	150,00	192,00	240,00	300,00	378,00	480,00	600,00	756,00
	90,00	113,40	144,00	180,00	225,00	288,00	360,00	450,00	567,00	720,00	900,00	1134,00
Длина винтов $L = 0,9d$ $L = 1,0d$	45,00	57,00	72,00	90,00	115,00	144,00	180,00	225,00	284,00	360,00	450,00	565,00
	50,00	63,00	80,00	100,00	125,00	160,00	200,00	250,00	315,0	400,0	500,00	630,00
$L = 1,35d_1$ при $\tau_{13} = 304^\circ$ и $L = 1,5d$ при $\tau_{13} = 337^\circ$												
Ход нарезки винтов, мм ведущего h_1 ведомого h_2	80,00	100,00	128,00	160,00	200,00	256,00	320,0	400,00	504,00	640,00	800,00	1008,00
	120,00	151,00	192,00	240,00	300,00	384,00	480,00	600,00	756,00	960,00	1200,00	1512,00
Длина винтов, мм $L = 1,35d_1$ $L = 1,5d_1$	68,00	85,00	110,00	135,00	170,00	220,00	270,00	340,00	425,00	540,00	675,00	850,00
	75,00	95,00	120,00	130,00	188,00	240,00	300,00	375,00	472,00	600,00	750,00	945,00
Площадь впадин зубьев винтов, мм ведущего ведомого	1,74	2,75	4,44	6,94	10,85	17,77	27,77	43,39	68,89	111,09	173,57	275,57
	1,24	1,97	3,18	4,97	7,76	12,72	19,88	31,06	49,31	79,51	124,23	197,23
Объем парной полости, см ³ $L/d_1 = 0,9$ $L/d_1 = 1,0$ $L/d_1 = 1,35$ $L/d_1 = 1,5$	13,25	26,50	54,30	106,00	207,00	434,20	848,00	1656,00	3313,00	6784,00	13250,00	26505,00
	14,30	28,60	58,60	114,40	223,00	468,00	915,00	1787,00	3575,00	7320,00	14297,00	28600,00
	19,30	38,60	79,10	154,50	301,80	632,80	1236,00	2414,00	4829,00	9888,00	19312,00	38632,00
	20,86	41,70	85,40	166,90	325,90	683,50	1335,00	2607,40	5215,80	10680,00	20859,00	41726,00
Момент инерции, см ⁴ J_{1xx} J_{2xx}	14,30	36,00	93,60	228,60	558,00	1498,00	3657,00	8930,00	22508,00	58524,00	142880,00	360130,00
	13,75	34,70	90,00	220,00	537,00	1441,00	3518,00	8590,00	21650,00	56294,00	137440,00	346410,00

ная полость оказывается полностью освобожденной от заполняющего ее зуба ведомого винта в момент начала сжатия газа,

$$\tau_{1 \text{ з.пред}} = 2\pi - 2\pi/z_1 - 2\beta_{01},$$

где z_1 — число зубьев на ведущем винте; β_{01} (α_{01}) — угол между линией центров и лучом, проведенным через центр ведущего винта и вершину его зуба в положении начала сжатия.

Увеличение углов закрутки сверх предельных значений приводит к неполному использованию объема парных полостей, так как к моменту начала сжатия парная полость со стороны нагнетания не полностью освобождается от заполняющего ее зуба ведомого винта.

Относительную высоту головки зубьев ведущего винта $\bar{r}_1 = r/r_{1н}$ желательно принимать возможно большей, так как при этом увеличивается теоретическая производительность компрессора. Однако увеличение $\bar{r}_1$ приводит к уменьшению жесткости роторов. Для ведомого винта $\bar{r}_2 = r_0/r_{1н}$, при этом $D_{e1} = D_{e2}$; $\bar{r}_1 = (i_{12} - 1) + \bar{r}_2$.

В современных компрессорах $\bar{r}_1 = 0,56...0,65$ и $\bar{r}_2 = 0,0625$. С увеличением головки зуба ведомого винта r_0 возрастают осевая негерметичность зацепления и крутящий момент на ведомом винте, направленный против вращения винта, в результате чего повышается нагрузка на маслозаполненные компрессорах без шестерен связи между роторами на площадке контакта винтов.

Схема с четырьмя зубьями на ведущем роторе и шестью на ведомом обеспечивает наилучшую равнопрочность на изгиб обоих роторов. Это важно для холодильных компрессоров, работающих при больших значениях степени повышения давления.

Законы образования профильных поверхностей и кинематика являются общими для зацеплений винтов в винтовых компрессорах и зубчатых колес в зубчатых передачах. При профилировании винтов компрессора решают задачу зацепления: находят уравнение сопряженного профиля по выбранному профилю одного из винтов, определяют линию зацепления, а также линию контакта винтов. Огибаемый и огибающий профили должны удовлетворять теореме зацепления, быть простыми в изготовлении, обеспечивать минимальные площадь треуголь-

ной щели и зашеченный объем. Треугольная щель находится в плоскости, проходящей через расточки корпуса цилиндров и верхнюю точку линии контакта винтов, и ограничивается гребнем расточки корпуса и кривыми пересечения винтовых поверхностей зубьев с упомянутой плоскостью. Линия контакта должна быть минимальной длины и не должна иметь разрывов петель и точек возврата.

Линией контакта называется линия непосредственного соприкосновения винтовых поверхностей (теоретических) или условная линия контакта — линия максимального сближения винтовых поверхностей (номинальная). Зазоры между винтами по профильному контуру рассматриваются по условным линиям контактов винтов. Линия зацепления представляет собой совокупность точек касания сопряженных профилей на неподвижной плоскости. Линии зацепления 1—2—3—4—5—6 (проекция слева) и контакта асимметричного профиля ведущего и ведомого винтов (проекция справа) показаны на рис. 2.3.

Качество профиля роторов оценивают с помощью критериев, которые характеризуют совершенство роторов как рабочих органов. При этом сравнивают характеристики компрессоров с исследуемым и эталонным профилем зубьев. Эталонный профиль зубьев симметричный, окружной. Ведущий ротор имеет четыре зуба с углом закрутки 288° , состоящих из одной ножки.

Основными являются следующие критерии:

коэффициент использования объема

$$\Omega = V_0/V_k,$$

где V_0 — объемная теоретическая производительность компрессора за один оборот ведущего ротора; V_k — объем расточки корпуса;

коэффициент расхода

$$\varphi = \frac{V_t}{F_k u} = \frac{1}{\pi} \frac{z_2}{z_1} \Omega \bar{L},$$

где V_t — объемная теоретическая производительность винтового компрессора; F_k — торцевое сечение расточки корпуса; u — окружная скорость на начальном цилиндре винта;

относительная длина винтов

$$\bar{L} = L/d_1,$$

где L — длина ротора;

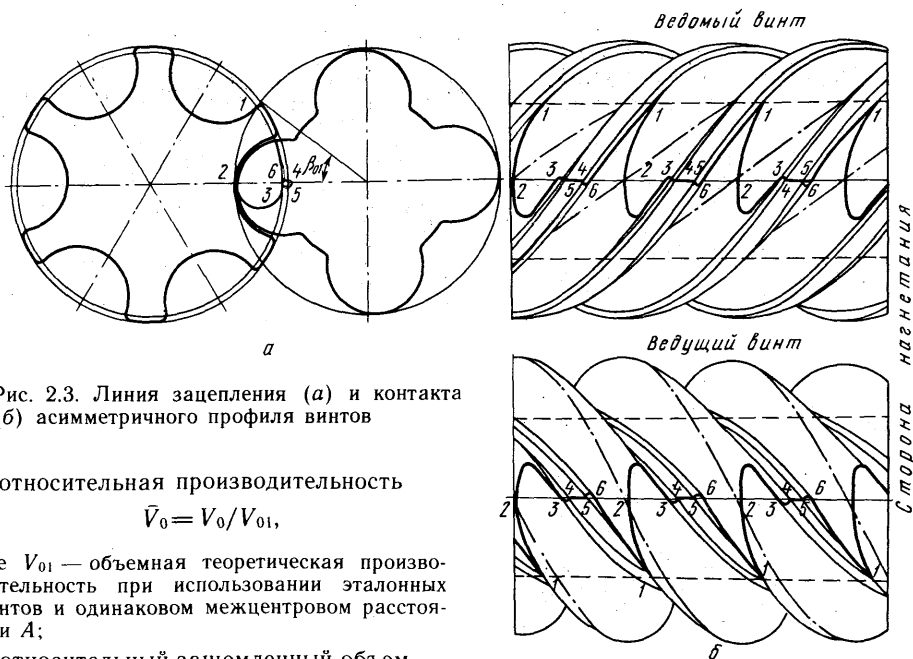


Рис. 2.3. Линия зацепления (а) и контакта (б) асимметричного профиля винтов

относительная производительность

$$\bar{V}_0 = V_0/V_{01},$$

где V_{01} — объемная теоретическая производительность при использовании эталонных винтов и одинаковом межцентровом расстоянии A ;

относительный защемленный объем

$$\bar{V}_3 = V_3/V_{п.п.},$$

где V_3 — наибольший защемленный объем; $V_{п.п.}$ — объем парной полости;

относительная площадь треугольной щели

$$\bar{S}_\tau = S_\tau/\sqrt[3]{V_{п.п.}^2},$$

где S_τ — площадь треугольной щели;

относительная длина линии контакта

$$\bar{l} = l/\sqrt[3]{V_{п.п.}},$$

где l — длина линии контакта винтов на длине их осевого шага;

относительная неуравновешенная осевая площадь ведомого винта

$$\bar{F}_{н2} = F_{н2}/F_{32},$$

где $F_{н2}$ — неуравновешенная осевая площадь боковых поверхностей зубьев ведомого винта, ограничивающих впадину; F_{32} — площадь, ограниченная линией зацепления, лежащей внутри начальной окружности ведомого винта;

относительная стрела прогиба винта

$$\bar{f}_2 = f_i/f_z,$$

где f_i — стрела прогиба рассматриваемого винта; f_z — стрела прогиба эталонного винта.

Характеристики винтовых компрессоров с эталонным, симметричным круговым, асимметричным и эллиптическим профилями зубьев приведены в табл. 2.2. Винтовые компрессоры с асимметричным профилем зубьев имеют более высокую энергетическую эффективность, чем компрессоры с окружными (КПД выше на 6...10 %).

Теоретические контуры зубьев с асимметричным профилем СКБ-К образуются следующими кривыми (см. рис. 2.2) [23, 24]:

на ведущем винте участок A_1B_1 — дугой окружности радиуса R , центр которой лежит внутри начальной окружности диаметром $d_{1н}$; участки B_1C_1 и E_1F_1 — гипоциклоидой, которая образуется точкой окружности диаметром $(d_{1н} - d_{1вн})/2$, катящейся по внутренней стороне начальной окружности ведущего винта; участки C_1D_1 и D_1E_1 — дугой окружности диаметром $d_{1вн}$; участок F_1A_1 — эпициклоидой, образованной точкой F_2 начальной окружности ведомого винта при качении последней по начальной окружности ведущего винта;

на ведомом винте участок A_2B_2 — огибающей кривой дуги окружности A_1B_1 профиля ведущего ротора; участки B_2C_2 и E_2F_2 — эпициклоидой, которая образуется точкой окружности диаметром

2.2. Геометрические характеристики винтовых компрессоров

Профиль зубьев	Наиболь- ший объем парных полостей $V_{п.п}$	Объем, всасывае- мый за один обо- рот веду- щего вин- та, V_v	Длина винта L	Длина линии контак- та вин- тов на длине осевого шага винтов l	Площадь треуголь- ной щели S_T	Площадь, ограничен- ная ли- ниями зацепле- ния, F_{32}	Отно- си- тель- ная прои- зводи- тель- ность $\bar{V}_0$	Кэф- фици- ент рас- хода Φ
Эталонный	0,262A ³	1,05A ³	1,8A	1,30A	0,0018A ²	0,0584A ²	1	0,193
Симметричный окру- жной	0,3363A ³	1,35A ³	1,875A	1,42A	0,0025A ²	0,0742A ²	1,285	0,23
Асимметричный СКБ-К	0,3141A ³	1,26A ³	1,687A	1,57A	0,0014A ²	0,0442A ²	1,196	0,206
Эллиптический	0,312A ³	1,25A ³	1,687A	1,55A	0,0024A ²	0,082A ²	1,88	0,204

Продолжение

Профиль зубьев	Кэф- фици- ент ис- поль- зова- ния объе- ма Ω	Отно- си- тель- ная длина вин- тов $\bar{L}$	Отно- си- тель- ная длина линии кон- такта $\bar{l}$	Относи- тельная площадь треуголь- ной щели S_T	Относительный защемленный объем		Относи- тельная неурав- новешен- ная осе- вая пло- щадь ведомого винта $\bar{F}_{n2}$	Относитель- ная стрела прогиба винта	
					на вса- сывании $\bar{V}_{з.в.}$	на на- гнетании $V_{з.н}$		веду- щего $\bar{f}_1$	ведо- мого $\bar{f}_2$
Эталонный	0,269	1,5	2,03	0,0044	0	0	0	1	1
Симметричный окру- жной	0,309	1,56	2,04	0,0052	0	0	—0,0135	1,42	1,42
Асимметричный СКБ-К	0,319	1,35	2,32	0,00021	0,0055	0,0014	0,167	0,862	—
Эллиптический	0,317	1,35	2,28	0,0035	0,00054	0,00054	0,428	0,862	—

Примечание. Здесь A — межцентровое расстояние.

$h_2 = (d_2 - d_{2н})/2$, катящейся по наруж-
ной стороне начальной окружности ве-
домого ротора; участки C_2D_2 и D_2E_2 —
дугой окружности диаметра d_2 ; участок
 F_2A_2 — удлиненной эпициклоидой, обра-
зованной точкой A_1 наружной окруж-
ности ведущего винта при качении по-
следней по начальной окружности ве-
домого винта.

Асимметричный профиль зубьев с
эвольвентным участком характеризуется
способностью работать в условиях воз-
росших нагрузок. Теоретический контур
зубьев ведущего винта данного профи-
ля, показанный сплошной линией на
рис. 2.2, формируется на участке A_1B_1 —
дугой окружности радиуса Γ , центр ко-
торой лежит внутри начальной окруж-
ности с диаметром $d_{1н}$; на участках B_1C_1
и E_1F_1 — гипоциклоидой, которая об-

разуется точкой окружности диаметром
 $(d_{1н} - d_{1вн})/2$, катящейся по внутренней
стороне начальной окружности ведущего
винта; на участках C_1D_1 и D_1E_1 — дугой
окружности диаметра $d_{1вн}$; на участке
 F_1A_1 — огибающей кривой эвольвенты
 M_2F_2 профиля ведомого винта.

Теоретический контур зубьев данного
профиля ведомого винта формируется:
на участке A_2B_2 — огибающей кривой
дуги окружности A_1B_1 профиля ведуще-
го винта; на участках B_2C_2 и E_2F_2 —
эпициклоидой, которая образуется точ-
кой окружности с диаметром $(d_2 - d_{2н})/2$,
катящейся по наружной стороне началь-
ной окружности ведомого винта; на
участках C_2D_2 и D_2E_2 — дугой окруж-
ности диаметра d_2 ; на участках A_2M_2 —
удлиненной эпициклоидой, образованной
точкой A_1 наружной окружности веду-

2.3. Основные геометрические соотношения винтовой части роторов типоразмерного ряда

Параметр	Маслозаполненные компрессоры			
	Основной ряд	Дополнительные ряды		
		Первый	Второй	Третий
Относительная длина винтовой части роторов L/d_1	1,35	0,9	1,0	1,5
Угол закрутки ведущего ротора τ_{13}	304	270	300	337
Число зубьев ротора ведущего z_1	4	4	4	4
ведомого z_2	6	6	6	6
Относительная высота головок зубьев ротора				
ведущего $\bar{r}_1$	0,5625	0,5625	0,5625	0,5625
ведомого $\bar{r}_2$	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625
Ход нарезки ведущего винта h_1	$1,6d_1$	$1,2d_1$	$1,2d_1$	$1,6d_1$
Ход нарезки ведомого винта h_2	$2,4d_1$	$1,8d_1$	$1,8d_1$	$2,4d_1$
Угол наклона винтовых линий на начальных цилиндрах винтов	$51^\circ 29' 17,208''$	$59^\circ 10' 11,772''$	59°	51°

шего винта при качении последней по начальной окружности ведомого винта; на участке M_2F_2 — эвольвентой с начальной окружностью радиуса r_a .

Основные геометрические параметры винтов (табл. 2.3) выражают в долях базового размера. В качестве базового размера выбран наружный диаметр ведущего винта d_1 . Базовые размеры соответствуют ГОСТ 8032—86 «Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел».

Типоразмерный ряд винтов для винтовых компрессоров имеет асимметричный профиль зубьев с отношением $b/h_1 = 1,2$ и $b'/h = 0,59$ (где b — ширина передней по ходу вращения сторон профиля ведущего ротора, h — высота зуба, b' — ширина тыльной стороны профиля зуба) и относительную высоту головки зуба ведущего винта и ведомого винтов r_1 и r_2 соответственно 0,5625 и 0,0625.

С увеличением числа зубьев жесткость роторов возрастает, но сокращается объем впадин между зубьями и уменьшается производительность при одинаковых d_1 и L/d_1 . Выполнение ведущего ротора с числом зубьев $z_1 = 4$ и ведомого с числом зубьев $z_2 = 6$ обеспечивает равнопрочность роторов и изготовление с одинаковыми наружными диаметрами $d_1 = d_2$.

Относительная длина винтовой части роторов винтовых компрессоров L/d_1 равна 0,9...2,2 [9, 19] (относительная

длина роторов выше 1,6 относится к винтовым поджимающим компрессорам или к компрессорам, ограниченным в работе по рабочей разности давлений). Уменьшение L/d_1 при той же производительности ведет к увеличению диаметра роторов и снижению их прочности. Это позволяет уменьшить зазоры между роторами, увеличить площади всасывающего и нагнетательного окон, обеспечить получение стабильных геометрических размеров зубьев роторов по длине из-за уменьшения возможности прогиба роторов при нарезке на станке.

Значения углов закрутки на ведущем роторе выбирают в пределах $260...310^\circ$ [19]. Увеличение угла закрутки позволяет повысить геометрическую степень сжатия в компрессоре, увеличить площадь окон всасывания и нагнетания, но одновременно приводит к сокращению свободного объема парных полостей, так как к началу сжатия парные полости не освобождаются от зубьев на стороне нагнетания.

Применение асимметричного профиля зубьев с указанными геометрическими соотношениями винтовой части роторов типоразмерного ряда (см. табл. 2.1) в отечественных винтовых маслозаполненных компрессорах обеспечивает работу их в большом диапазоне производительностей при требуемых перепадах и степенях повышения давлений и синхронном вращении ведущего ротора

компрессора с валом электродвигателя, а также получение высоких технико-экономических показателей.

Высокая энергетическая эффективность работы винтовых компрессоров малой производительности при простой и надежной конструкции достигается путем применения профилей зубьев роторов с соотношением чисел зубьев ведущего и ведомого роторов 5×6 . Профиль Sigma, используемый в воздушных винтовых маслозаполненных компрессорах фирмы Kaeser (ФРГ) производительностью 99...204 м³/ч [9], имеет число зубьев на ведущем роторе 5 и на ведомом — 6; диаметр ведущего винта больше, чем наружный диаметр ведомого. Энергетическая эффективность таких компрессоров на 15...20 % больше, чем компрессоров с асимметричным профилем зубьев. Фирмы Hitachi (Япония), Bitzer и MANGHN (ФРГ) и др. в винтовых компрессорах с теоретической производительностью от 250 м³/ч и ниже применяют асимметричные профили с числом зубьев на ведущем и ведомом роторах 5×6 или 5×7 с неодинаковыми диаметрами роторов.

Поперечный разрез асимметричного профиля зубьев (Япония) с зацеплением (5×6) показан на рис. 2.24. Форма зубьев от дуги к дуге образуется путем последовательного подбора кривых [21]:

на ведомом роторе: дуга $a_1—b$ описывается радиусом R_7 с центром в точке S ; кривая $b—c$ определяется дугой $g—h$, образующей профиль зуба ведущего ротора; дуга $c—d$ описывается радиусом R_3 с центром в точке P ; дуга $d—l$ описывается радиусом R_4 с центром в точке Q на продолжении линии $d—P$; дуга $e—d_2$ описывается радиусом R_5

с центром в точке R ; дуга $a_2—a_1$ описывается радиусом R_2 с центром в точке O_2 , которая является центром окружности ведомого винта;

на ведущем роторе: кривая $f_1—g$ определяется дугой $a_1—b$, образующей профиль зуба ведомого винта; дуга $g—h$ описывается радиусом R_6 с центром в точке T , расположенной на делительной окружности; кривая $i—j$ определяется дугой $d—e$, описывающей профиль зуба ведомого винта; кривая $j—f_2$ определяется дугой $e—a_2$, образующей профиль зуба ведомого винта; дуга $f_2—f_1$ описывается радиусом R_1 с центром в точке O , являющейся центром ведущего винта.

Значения (в мм) радиусов каждой части зубьев применительно к воздушному компрессору мощностью 11 кВт приведены ниже для диаметров роторов: ведущего 105 мм и ведомого 84 мм.

R_1	35	R_5	6
R_2	42	R_6	6,343
R_3	17,5	R_7	1,5
R_4	42		

Характеристики винтовых компрессоров с асимметричным профилем зубьев и зацеплением 4×6 и 5×6 приведены в табл. 2.4.

2.4. Характеристики винтовых компрессоров (Япония) с асимметричным профилем винтов и зацеплением 4×6 и 5×6

Параметр	Асимметричный профиль с зацеплением	
	4×6	5×6

Наружный диаметр винта, мм

ведущего	102	105
ведомого	102	84

Расстояние между осями роторов, мм

	80	77
--	----	----

Угол наклона винтовой линии к оси зуба на делительном цилиндре винта

	57,4131°	56,0236°
--	----------	----------

Длина ротора, мм

	107,1	123,5
--	-------	-------

Профильный коэффициент

	0,502	0,401
--	-------	-------

Объем нагнетания, см³/об

	543	540
--	-----	-----

Площадь зазоров в зацеплении, мм²

	4,2	1,7
--	-----	-----

Длина линии зацепления, мм

	414	401
--	-----	-----

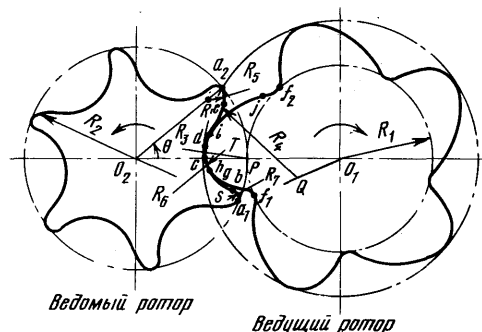


Рис. 2.4. Асимметричный профиль винтов (Япония) с зацеплением 5×6

При одинаковых режимах работы (частота вращения ведущего ротора, отношение давлений, одинаковые зазоры между полостями) адиабатный КПД компрессора с принятой формой зубьев роторов по сравнению с традиционной формой зубьев на 8 % выше и компрессор имеет более высокую производительность.

Геометрические характеристики винтов приводят для теоретически герметичного зацепления.

Теоретически герметичным называют зацепление винтов, которое при идеальном изготовлении винтов и корпуса должно обеспечивать герметичность между областями нагнетения и всасывания (это достигается непрерывностью линии контакта), а также герметичность между парными полостями, т. е. в осевом направлении.

Однако в реальных конструкциях винтовых компрессоров предусматривают зазоры между винтами по линии контакта, а также радиальные и торцевые зазоры между винтами и корпусом. Величина зазоров зависит от следующих факторов: тепловых деформаций рабочих элементов, силовых деформаций корпуса и роторов, осевого перемещения роторов, всплывтия роторов при образовании масляного клина в подшипниках; углового люфта, обусловленного боковым зазором в шестернях встроенного редуктора.

Величина зазоров сильно влияет на объемные и энергетические характеристики, а также на массогабаритные показатели компрессора. Величину зазоров выбирают таким образом, чтобы в рабочем состоянии были выдержаны переменные рациональные зазоры между отдельными сопряженными участками профильных поверхностей в сочетании с постоянными зазорами на других участках (в торцевом сечении винтов).

Создание безопасных эксплуатационных зазоров между винтами осуществляется путем занижения теоретического профиля ведомого винта при номинальном межцентровом расстоянии. При этом переходят от теоретического профиля винтов к номинальному. Под номинальным профилем подразумевается истинный (производственный) профиль в торцевом сечении, построенный без учета технологических погрешностей нарезки винтов и их монтажа. Величина занижения теоретического профиля ведомого

винта с нарезными диаметрами 100...315 мм определяется расчетным методом и находится в диапазоне 0,04...0,79 мм.

Величины профильных зазоров между зубьями роторов после их изготовления обязательно контролируются в приспособлении. Схема профильных зазоров в нормальном сечении показана на рис. 2.5, а величины действительных зазоров для маслозаполненных компрессоров приведены в табл. 2.5.

Соблюдение малых зазоров между профильными поверхностями винтов, соответствующая высокая точность их изготовления связаны с необходимостью применения аналитических методов решения зацеплений. В основу аналитических методов в теории зацеплений положены дифференциальная геометрия и законы кинематического взаимодействия звеньев [18].

В СССР предусмотрена полная унификация типа профилей зубьев и геометрических размеров роторов холодильных и газовых маслозаполненных винтовых компрессоров [19, 22]. Геометрические размеры роторов, межцентровые расстояния, допуски на них, зазоры рассчитаны для отдельных типов профилей и сведены в руководящие технические материалы для всего параметрического ряда винтовых компрессоров.

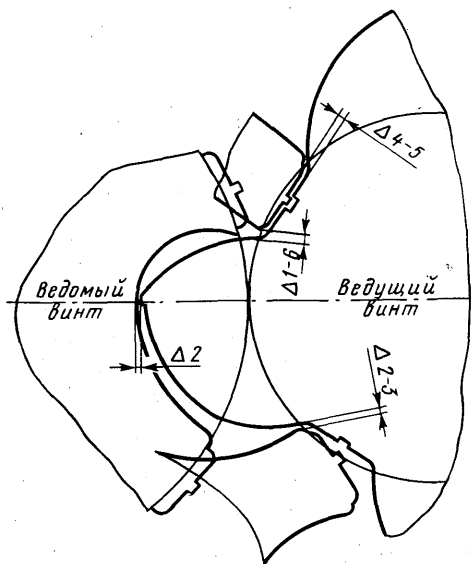


Рис. 2.5. Схема профильных зазоров

2.5. Действительные зазоры в нормальном сечении для маслозаполненных компрессоров при $t_n \leq 100^\circ\text{C}$

Обозначение зазора	Типоразмер винта											
	Д50	Д63	Д80	Д100	Д125	Д160	Д200	Д250	Д315	Д400	Д500	Д630
Радиальный зазор												
$(\Delta 4 - 5)_{\min} = \Delta 2_{\min}$	30	30	40	50	60	80	100	120	150	190	240	300
$(\Delta 4 - 5)_{\max} = \Delta 2_{\max}$	60	70	90	100	120	140	170	200	240	300	360	440
$\beta_n = 51^{\circ}29'17,208''$												
Боковой зазор; «толстая сторона»												
$(\Delta 2 - 3)_{\min}$	20	20	20	30	30	40	50	60	80	100	120	150
$(\Delta 2 - 3)_{\max}$	60	70	70	80	100	120	140	160	190	240	280	350
$\Delta 1 - 6$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\beta_n = 59^{\circ}10'11,778''$												
$(\Delta 2 - 3)_{\min}$	15	15	15	20	25	35	40	50	65	80	105	130
$(\Delta 2 - 3)_{\max}$	55	65	65	70	90	110	125	150	180	215	265	330
$\Delta 1 - 6$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Примечание. Измерение бокового зазора в приспособлении производится по линии контакта 1—6, при этом зазор $\Delta 2 - 3 = 0$.

Объемная производительность

Холодопроизводительность винтового компрессора пропорциональна действительной объемной производительности

$$V_g = V_T \lambda,$$

где теоретическая объемная производительность

$$V_T = V_{п.п} z_1 n_1.$$

Диаметр наружной окружности ведущего ротора

$$d_1 = \left\{ 3,14(V_T 60) z_1 u_1 \left[\frac{f_{1п} + f_{2п}}{d_1^2} \frac{L}{d_1} - \frac{\Delta W_0}{d_1^3} \right] \right\}^{0,5},$$

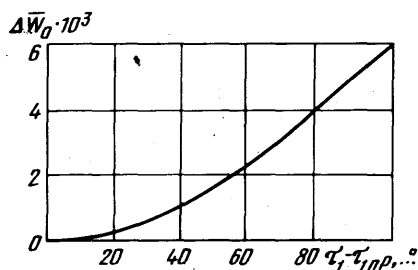


Рис. 2.6. Относительное уменьшение объема парных полостей при углах закрутки роторов, превышающих предельный (профиль зуба — асимметричный) ($z_1 = 4$; $z_2 = 6$)

где $\Delta W_0/d_1^3$ — относительное уменьшение объема парных полостей за счет применения зубьев роторов с углом закрутки, превышающим предельный (рис. 2.6).

Когда $\tau_{1з} > \tau_{1з\text{пред}}$, часть суммарного объема парной полости остается заполненной зубом ведомого винта на величину ΔW_0 к моменту начала сжатия.

Изменение объема парной полости. Зависимость изменения объема парной полости $V_{п.п}$ от угла поворота ведущего винта φ_1 для асимметричного профиля зуба с $L/d_1 = 1,35$ представлена на рис. 2.7.

Максимальные значения объема парной полости приведены в табл. 2.1.

Геометрическая степень сжатия ϵ_r . Отношение объема парной полости $V_{п.п}$ в момент ее отсоединения от окна всасывания к объему этой же полости в момент ее соединения с окном нагнетания ($V_{п.п} - W_3$) называют геометрической степенью сжатия.

Геометрическую степень сжатия можно определить по формуле

$$\epsilon_r = V_{п.п} / [(f_{1п} + f_{2п})L - W_3(\varphi_{1с})].$$

Заполненный объем $W_3 = (\dot{V}_{п.п} \epsilon_r - \dot{V}_{п.п}) / \epsilon_r$.

Заполненный объем W_3 зависит от угла сжатия $\varphi_{1с}$ (рис. 2.8).

Зависимость $\epsilon_r = f(\varphi_{1с})$ для асимметричного профиля зубьев роторов приведена на рис. 2.9.

Угол сжатия $\varphi_{1с}$ есть угол поворота

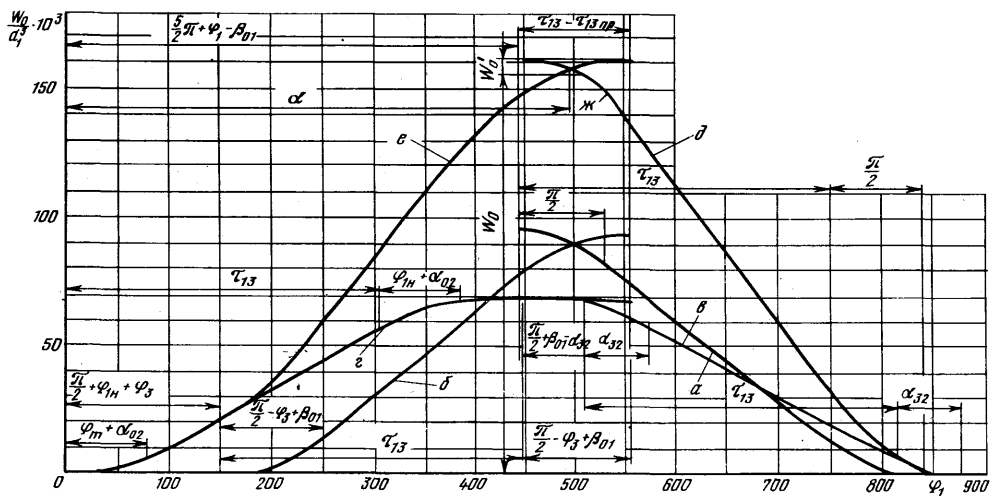


Рис. 2.7 Изменение объема парной полости от угла поворота ведущего винта φ_1 при $L = 1,35 d_1$:

1 — кривая освобождения парной полости в процессе всасывания; 2 — кривая уменьшения парной полости в процессе сжатия; 3 — результирующая кривая. Изменение объема полости ведущего винта: а — при загромождении; б — при освобождении. Изменение объема полости ведомого винта: в — при загромождении; г — при освобождении. Изменение объема полости винтов: д — при загромождении; е — при освобождении; ж — результирующая кривая; $\alpha_{02} = 45^\circ$ — угол конца освобождения впадин ведомого винта; $\alpha_{32} = 64^\circ$ — угол начала загромождения впадин ведомого винта; $\varphi_{1n} = 34^\circ 27' 805''$ — угол начала геометрического сжатия

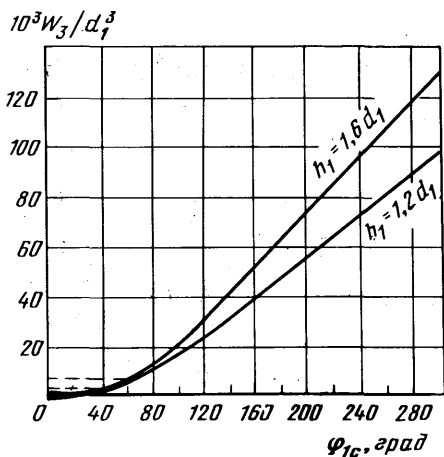


Рис. 2.8. Зависимость заполненного объема парной полости W_3 от угла сжатия $\varphi_{1с}$ для роторов параметрического ряда с асимметричным профилем

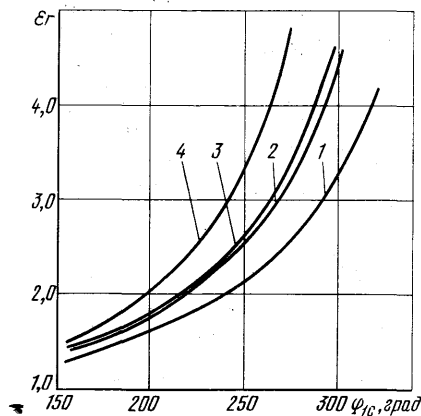


Рис. 2.9. Зависимость геометрической степени сжатия ε_r от угла сжатия $\varphi_{1с}$:
1 — $h_1 = 1,6 d_1$; $L = 1,5 d_1$; 2 — $h_1 = 1,6 d_1$; $L = 1,35 d_1$; 3 — $h = 1,2 d_1$; $L = 1,0 d_1$; 4 — $h = 1,2 d_1$; $L = 0,9 d_1$

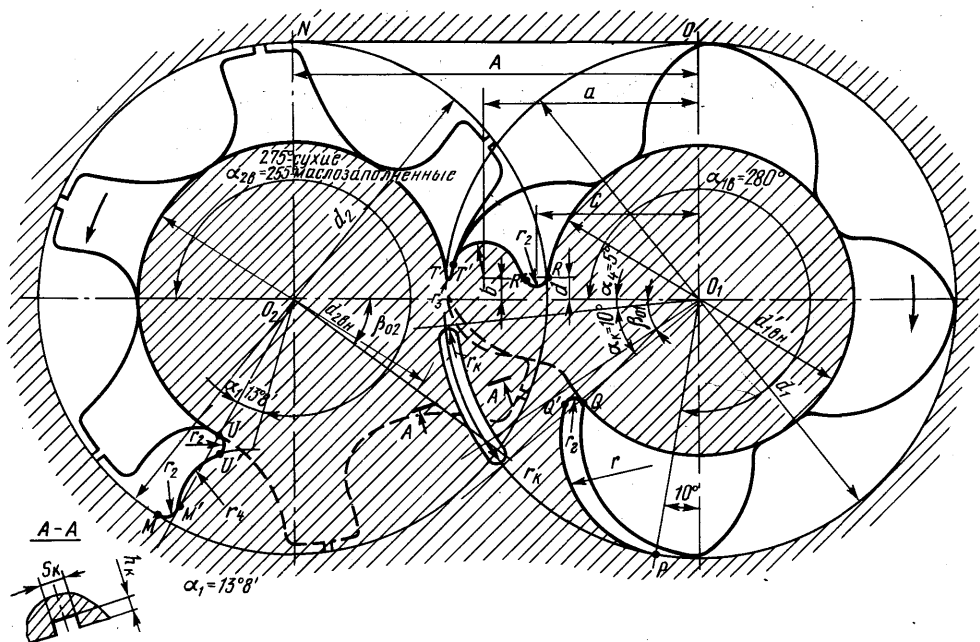


Рис. 2.10. Контур проекции окна всасывания на вертикальную плоскость

ведущего ротора от момента начала входа в зацепление зубьев роторов на стороне всасывания до начала соединения парной полости с окном нагнетания.

В параметрическом ряду отечественных винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров приняты четыре значения геометрической степени сжатия: 2,6 и 3,0 — для высокотемпературных и поджимающих компрессоров; 4 — для среднетемпературных; 5 — для низкотемпературных.

Профили окон всасывания и нагнетания. Окно всасывания размещается в передней части торцов винтов. Размер окон всасывания (рис. 2.10) характеризуется центральными углами $\alpha_{1в}$ и $\alpha_{2в}$ кольцевых секторов, называемыми углами всасывания.

Суммарный объем парных полостей достигает своего максимального значения $V_{п.п}$ при угле поворота ведущего винта:

$$\varphi_1 = \frac{\tau_{13}}{2} + \frac{\pi}{z_1} + \pi.$$

Поэтому полости винтов при заполнении их газом должны быть соединены с камерой всасывания на протяжении поворота ведущего винта на угол φ_1 .

При $\tau_{13} > \tau_{13\text{пред}}$ необходимо выполнение условия

$$\alpha_{1в} \geq \frac{\tau_{13}}{2} + \pi - \frac{\pi}{z_1}.$$

В случае использования скоростного напора потока всасываемого газа

$$\alpha_{1в} = \frac{\tau_{13}}{2} + \pi - \frac{\pi}{z_1} + \Delta\alpha_{1в}.$$

Значения угла перекрытия $\Delta\alpha_{1в}$ приведены в [18].

Угол всасывания со стороны ведущего винта $\alpha_{1в}$ принимают для всех типоразмеров винтов постоянным и равным 280° .

Угол всасывания со стороны ведомого винта

$$\alpha_{2в} = \left(\alpha_{1в} + \frac{2\pi}{z_1} \right) / i_{12} - t_1,$$

где $\alpha_{1в}$ — расчетный угол; t_1 — угол впадины ведомого винта (см. рис. 2.2).

Для маслозаполненных винтовых компрессоров угол $\alpha_{2в}$ принимают равным 255° .

На торцевой поверхности корпуса со стороны всасывания предусмотрена канавка, предназначенная для снижения

потерь в заземленных объемах. Канавка очерчена вдоль линии зацепления сопрягаемых профилей. Углы, определяющие длину канавки, принимают для всех типоразмеров постоянными ($\alpha_n = 5^\circ$, $\alpha_k = 40^\circ$).

Относительная площадь проекции от всасывания на вертикальную плоскость F_n/d_1^2 составляет 0,774.

Конфигурацию и площадь окон нагнетания (рис. 2.11) винтового компрессора определяют в зависимости от геометрической степени сжатия.

Площадь окна нагнетания находят как сумму площадей торцевой и цилиндрической частей в зависимости от углов нагнетания α_{1n} и α_{2n} :

$$F = F_{\text{торц}} + F_{\text{цил.}}$$

Углы раскрытия окна нагнетания со стороны ведущего и ведомого винтов определяются по формулам

$$\alpha_{1n} = \varphi_{1n} + \tau_{13} - \varphi_{1c};$$

$$\alpha_{2n} = \frac{\alpha_{1n}}{i_{12}} + \frac{\pi}{3} - t_2.$$

Значения их зависят от геометрической степени сжатия.

Контур проекции окна нагнетания на горизонтальную плоскость очерчивается на рис. 2.11 кривой EBB^1CF (подробнее см. [19]).

Зависимость суммы относительных площадей проекций окна нагнетания на вертикальную и горизонтальную площади от ϵ_r см. на рис. 2.12.

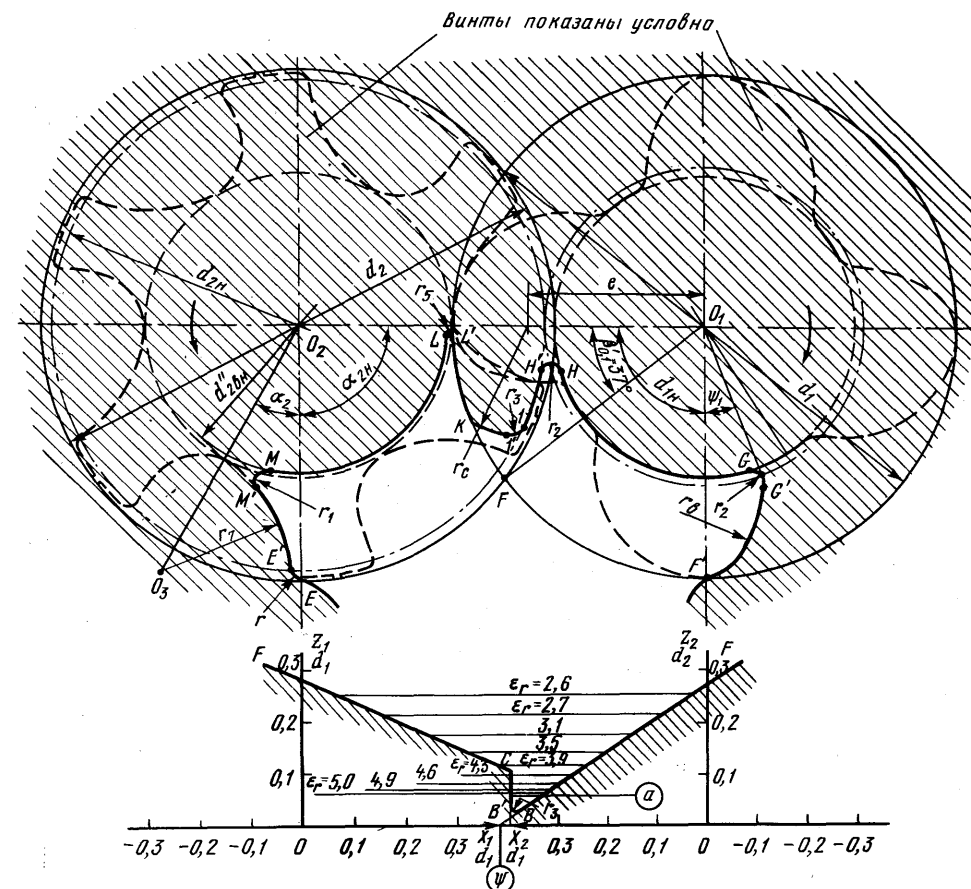


Рис. 2.11. Контур проекции окна нагнетания на вертикальную плоскость для компрессоров с $\alpha_{1n} \geq \beta_{01} \alpha_2 = 28^\circ 15'$, $\psi_1 = 19^\circ 43'$ и относительные координаты проекции окна нагнетания на горизонтальную плоскость для различных геометрических степеней сжатия

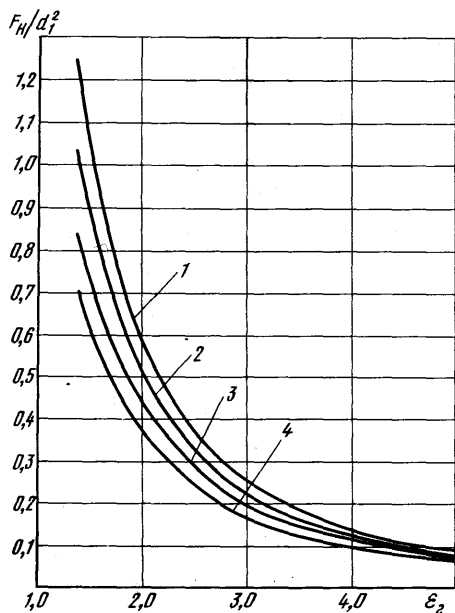


Рис. 2.12. Зависимость суммы относительных площадей проекций окна нагнетания на вертикальную и горизонтальную плоскости от ε_2 :

1 — $h = 1,6d_1$; $L = 1,5d_1$; 2 — $h_1 = 1,6d_1$; $L = 1,35d_1$; 3 — $h_1 = 1,2d_1$; $L = 1,0d_1$; 4 — $h_1 = 1,2d_1$; $L = 0,9d_1$

Окружная скорость. На объемную производительность и энергетическую эффективность винтовых компрессоров значительно влияет окружная скорость $u = \pi d_1 n / 60$. Зависимость оптимальной окружной скорости на внешней окружности ведущего винта от наружной степени повышения давления π_n при работе на аммиаке и фреонах приведена в [19, 22]. Отечественные винтовые компрессоры имеют синхронную частоту вращения ведущего ротора, равную 50 с^{-1} .

Коэффициент подачи винтового маслозаполненного компрессора

Объемные потери в винтовом маслозаполненном компрессоре (ВМХК) оцениваются коэффициентом подачи λ по условиям всасывания [12]:

$$\lambda = G_a / G_r = 1 - \Delta\lambda^y - \Delta\lambda^o - \Delta\lambda_m^y - \Delta\lambda_m^o - \Delta\lambda_v,$$

где $\Delta\lambda^y$, $\Delta\lambda^o$, $\Delta\lambda_m^y$, $\Delta\lambda_m^o$ — величины снижения коэффициента подачи соответственно в ре-

зультате утечек фреона; влияния балластного фреона, утечек масляного раствора и влияния балластного масляного раствора; $\Delta\lambda_v$ — снижение коэффициента подачи в связи с увеличением объема, занимаемого масляным раствором во всасывающей полости компрессора.

Снижение коэффициента подачи в результате утечек холодильного агента определяют по формуле

$$\Delta\lambda^y = \frac{V_{\text{вс}}}{V_r T_{\text{вс}}} \sum_{j,i} G_{mij}^y B_j T_{mj}^y,$$

где $V_{\text{вс}}$ — удельный объем пара во всасывающем патрубке компрессора, $\text{м}^3/\text{кг}$; $T_{\text{вс}}$ — температура пара во всасывающем патрубке компрессора, К; $\sum G_{mij}^y$ — суммарная массовая утечка масла через щели, $\text{кг}/\text{с}$; $B_j = (\xi_{d2j} - \xi_{d1j}) / (1 - \xi_{d1j})$ — коэффициент, учитывающий изменение действительной массовой доли фреона в масле при прохождении через щель; ξ_{d2j} , ξ_{d1j} — действительные массовые концентрации фреона в масле до и после щели; T_{mj}^y — температура газа масляного раствора, поступающего во всасывающую полость в результате утечек, К (определяется из i , p , T , ξ -диаграммы для растворов фреон — масло с учетом температуры поверхности растворов); j — (I, II, н, г) — обозначение полости, из которой происходит утечка [18]; i — (1, ..., 16) — номер щели, через которую происходит утечка.

Снижение коэффициента подачи от утечек масляного раствора

$$\Delta\lambda^o = \frac{c_m}{c_p} \frac{v_{\text{вс}}}{V_r T_{\text{вс}}} \sum_{ij} (1 - B_j) G_{mij}^o (T_{mj}^o - T_m),$$

где c_m , c_p — удельные теплоемкости масляного раствора и фреона, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; T_m — средняя температура масляного раствора в конце процесса всасывания, К.

Действительные массовые доли фреона в масле определяют по формуле

$$\xi_d = \xi_p K_p,$$

где ξ_p — массовая доля фреона в масле в равновесном состоянии (определяется из i , p , T , ξ -диаграммы для растворов фреон — масло); K_p — коэффициент неравновесности, учитывающий динамику процесса взаимодействия фреона с маслом и их свойства [13].

Снижение коэффициента подачи из-за влияния балластного хладагента

$$\Delta\lambda^o = \frac{G_a^o}{G_r} \frac{T_a^o}{T_{\text{вс}}} = \frac{G_a^o V_{\text{вс}}}{V_r} \frac{T_a^o}{T_{\text{вс}}},$$

где G_a^o — массовый расход балластного фреона, выделившегося из масляного раствора, который поступил из сальника, подшипников

и масляных поршней, кг/с; $G_m^6 = B$; G_m^6 — массовый расход раствора, поступившего из салника, подшипников и масляных поршней; на практике $G_m^6 = (0,6...0,8) G_m$;

$$B = (\xi_{д2} - \xi_{д1}) / (1 - \xi_{д1});$$

$\xi_{д2}$, $\xi_{д1}$ — действительные массовые доли фреона в масле соответственно при условиях нагнетания и всасывания; T_a^6 — действительная температура балластного фреона в полости всасывания, К.

Снижение коэффициента подачи от влияния балластного масляного раствора

$$\Delta\lambda_m^6 = \frac{c_m G_m^6 v_{вс}}{c_p V_T T_{вс}} (1 - B) (T_m^6 - T'_m),$$

где T_m^6 — действительная температура балластного масляного раствора, поступающего в полость всасывания, К.

Можно принять, что $T_m^6 = T_a^6$.

Действительная температура балластного фреона, выделившегося масляного раствора ниже, чем определенная по i , P , T , ξ -диаграмме для раствора R22 — масло по давлению и температуре нагнетания, давлению всасывания в процессе дросселирования. Для ВМХК типа ВХ350 эта разница составляет 6...8 °С.

На основании расчетного анализа снижение коэффициента подачи от утечек масла ХС 40 через щели и влияния балластного масляного раствора при температуре конденсации $t_k = 30$ °С составляет:

Температура кипения	—25	—35	—45
t_0 , °С			
$\Delta\lambda_m^6 + \Delta\lambda_m^6$	0,007	0,013	0,050

Величина $\Delta\lambda_v$, равная отношению суммарного расхода масляного раствора V_m к теоретическому объемному расходу компрессора V_h , при работе ВМХК на исследованных режимах почти постоянна и равна примерно 0,010.

Коэффициент подачи можно представить также в виде зависимости от безразмерных параметров:

$$\lambda = A - \Delta\lambda_v - \Delta\lambda_m^y - \Delta\lambda_m^6 = A - \bar{V}_m B_{np} T_y \bar{V}_{вс} - \bar{V}_m^6 B \bar{T}_6 \times \bar{V}_{вс},$$

где $A = 1 - \Delta\lambda_v - \Delta\lambda_m^y - \Delta\lambda_m^6$; $\bar{V}_m^y = V_m^y / V_T$ — относительный объем утечки масляного раствора; $B_{np} = G_a^y / G_m^y$ — массовая доля фреона, выделившегося из масляного раствора утечек; $T_y = T_y / T_{вс}$; $\bar{T}_6 = T_m^6 / T_{вс}$; $\bar{T}_m^6 = T_m^6 / T_{вс}$ — относительные температуры балластного фреона и относительная средняя

температура масляного раствора во всасывающей полости в конце процесса всасывания; T_y — средняя температура фреона и масляного раствора от утечек; $v_{вс} = v_{вс} / V_m$ — отношение удельных объемов фреона и масла во всасывающем патрубке ВМХК; $\bar{V}_m^6$ — относительный объем балластного масляного раствора; $c_m = c_m / c_p$ — отношение удельных теплоемкостей масляного раствора и фреона.

Значение $\bar{T}_m$ при работе ВМХК в исследованных режимах на маслах ХС 40, ХС 50 и ХА 30 составляет 1,10...1,13, а на масле ХС 40 1,05...1,07.

При работе ВМХК на R22 и маслах ХС 40, ХС 50, ХА 30 и ХСН 40 при $t_k \leq 40$ °С и оптимальных значениях температуры всасывания $t_{вс}$, масла t_m и относительном объеме масла $\bar{V}_m$, подаваемого в компрессор, при максимальных значениях λ и КПД компрессора коэффициент A имеет следующие максимальные расчетные значения:

t_0 , °С	—25	—35	—45
A	0,98	0,98	0,94

Приведенные выше уравнения для определения коэффициента подачи в ВМХК и его снижения учитывают влияние растворимости, вязкости, плотности, температуры, массового расхода масляного раствора, а также режимы работы. Характеристика ВМХК: $V_h = 0,21$ м³/с; наружный диаметр ротора $D_{e1} = 0,204$ м; $L/d_1 = 1,05$; частота вращения $n_1 = 2960$ мин⁻¹; геометрическая степень сжатия 3,7; профиль зуба окружной.

График изменения коэффициента B в зависимости от наружной степени повышения давления π_n приведен на рис. 2.13. С повышением π_n B незначительно увеличивается при $t_k = \text{const}$. Это связано с уменьшением концентрации фреона $\xi_{д1}$ на стороне всасывания при понижении давления всасывания. С повышением давления нагнетания B также увеличивается. Это объясняется ростом концентрации фреона $\xi_{д2}$ на стороне нагнетания. Значения B при одинаковых π_n и p_n и при работе на различных маслах резко различаются.

Величина $\bar{T}_6 = T_m^6 / T_{вс}$ с повышением π_n незначительно растет; наибольшие значения $\bar{T}_6$ относятся к маслам ХС 40, ХС 50 и ХА 30, наименьшие — к ХСН 40. С повышением π_n значение $\Delta\lambda^6$ резко возрастает (рис. 2.14). Это связано с увеличением значений $B_3 \bar{T}_6$ и $v_{вс}$ при $t_k = \text{const}$ и уменьшением $p_{вс}$.

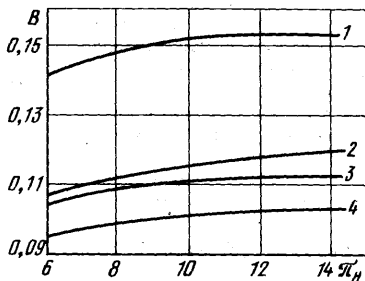


Рис. 2.13. Зависимость коэффициента B масляных растворов в компрессоре от наружной степени повышения давления π_n :

1 — раствор R22 — масло XCH 40; 2 — раствор R22 — масло XA 30; 3 — раствор R22 — масло XM 50; 4 — раствор R22 — масло XC 40

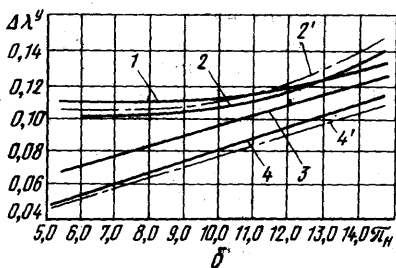
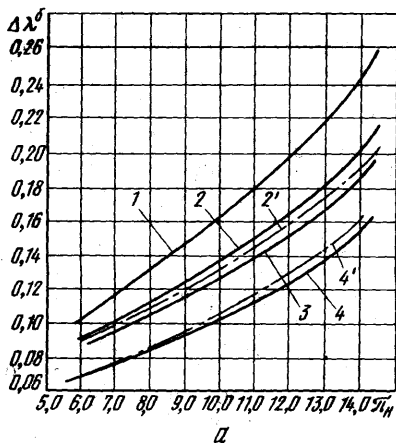


Рис. 2.14. Зависимость величины снижения коэффициента подачи компрессора в результате влияния балластного фреона (a) и его утечек (b) при $t_k = 30^\circ\text{C}$ от π_n :

1 — раствор R22 — масло XCH 40; 2 — раствор R22 — масло XA 30; 2' — расчетная кривая при работе на растворе R22 — масло XA 30; 3 — раствор R22 — масло XM 50; 4 — раствор R22 — масло XC 40; 4' — расчетная кривая при работе на растворе R22 — масло XC 40

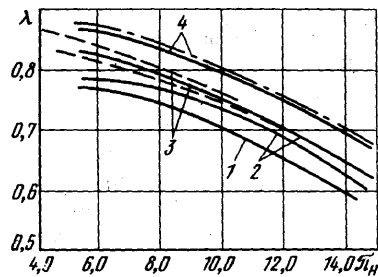


Рис. 2.15. Зависимость коэффициента подачи компрессора λ от π_n (обозначения см. рис. 2.14)

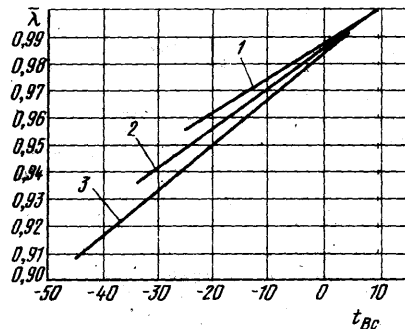


Рис. 2.16. Зависимость относительного коэффициента подачи $\bar{\lambda}$ от температуры R22 во всасывающей патрубке $t_{вс}$:

1 — $t_0 = -25^\circ\text{C}$; 2 — $t_0 = -35^\circ\text{C}$; 3 — $t_0 = -45^\circ\text{C}$

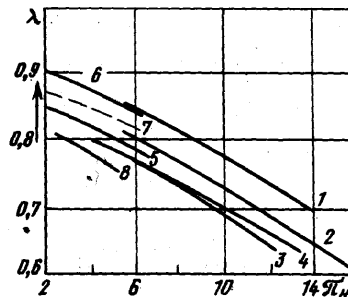


Рис. 2.17. Зависимость коэффициента подачи от наружной степени повышения давления:

1, 2, 3 — компрессор 5BX-350/5ФС (R22; масло XA 30; $\epsilon_r = 5$; $n_1 = 49,2\text{ c}^{-1}$; t_k соответственно 25, 35 и 40°C); 4 — компрессор 5BX-350/4AC (R717; масло XA 30; $\epsilon_r = 4$; $n_1 = 49,2\text{ c}^{-1}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$); 5 — то же ($\epsilon_r = 2,6$); 6 — поджимающий компрессор 6BX-700/2,6AC (R717); масло XA 30; $\epsilon_r = 2,6$; $t_{np} = -10^\circ\text{C}$; $n_1 = 49,2\text{ c}^{-1}$); 7 — поджимающий компрессор AH130-7-6 (R717); масло XA 23; $\epsilon_r = 2,6$; $n_1 = 49,2\text{ c}^{-1}$; $t_{np} = -10^\circ\text{C}$; 8 — бессальниковый компрессор (R22; масло XC 40; $V_r = 0,125\text{ м}^3/\text{ч}$; $u_1 = 25\text{ м/с}$; $t_k = 40^\circ\text{C}$)

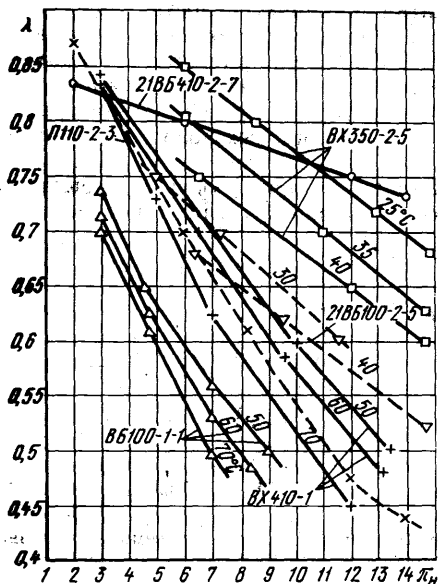


Рис. 2.18. Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при работе на R12 и R22

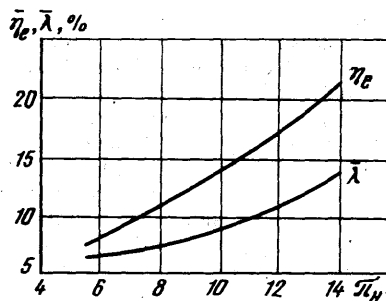


Рис. 2.19. Зависимость приращения эффективного КПД и коэффициента подачи при использовании масла ХС 40 вместо ХА 80 от степени повышения давления

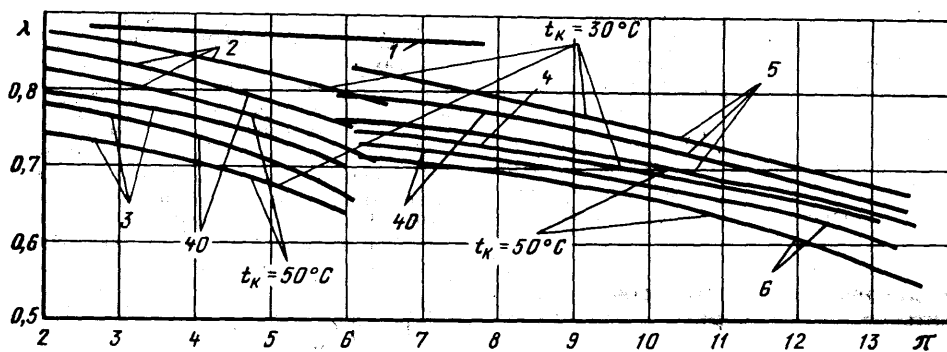


Рис. 2.20. Зависимость коэффициента подачи компрессоров от степени повышения давления при работе на R717:

1 — 21A1600-7-1; 2 — 2A350-7-1 и 21A280-7-1; 3 — 21A130-7-1; 4 — A1400-7-3; 5 — 2A350-7-3; 21A280-7-3; 6 — 21A130-703

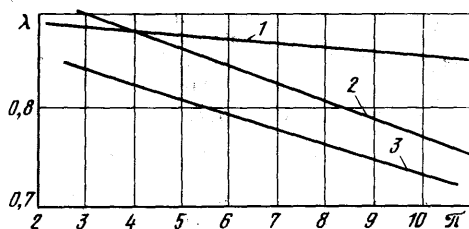


Рис. 2.21. Зависимость коэффициента подачи поджимающих компрессоров от степени повышения давления при работе на R717:

1 — 21АН600-7-7; 2 — 21АН160-7-7(6); 3 — 21АН300-7-7(6) при $t_{np} = -15...0^\circ\text{C}$

Зависимость коэффициентов подачи от наружной степени повышения давления, полученная в результате испытаний винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров, работающих на R22 и R717 [4, 5, 9, 10, 12, 15, 16, 17, 25], показана на рис. 2.15 и 2.17. Как видно из рис. 2.15, на коэффициент подачи влияет не только степень повышения давления, но и разность давлений. На рис. 2.18 приведены также значения коэффициентов подачи отечественного бессальникового компрессора с электродвигателем на стороне нагнетания.

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda_{XC\ 40} - \lambda_{XA\ 30}}{\lambda_{XA\ 30}} 100\%$$

Графики изменения коэффициентов подачи современных отечественных винтовых компрессоров приведены на рис. 2.20 и 2.21.

Эффективная мощность компрессора

где N_i , $N_{гм}$, N_m , $N_{тр}$, $N_{вн}$ — мощность соответственно индикаторная, необходимая для преодоления трения роторов о паромасляную смесь (гидромеханических потери); транспортировки масла, трения в подшипниках, сальнике и в масляных уравнивающих поршнях; внутренняя мощность ВМХК.

$$N_{\text{BH}} = N_i + N_{\text{FM}} + N_{\text{M}}. \quad (2.2)$$

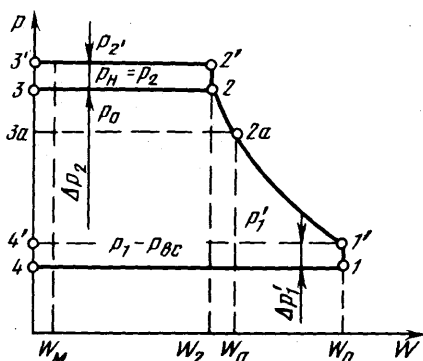
сжатия в парных полостях происходит по политропе до давления нагнетания $p_2 = p_n$, а затем, при постоянном объеме W_2 , до давления конца сжатия p_2 .

Расчетная индикаторная мощность, требуемая для сжатия и перемещения хладагента,

$$N_i = (V_h - V'_m) p'_i \left[\frac{m_2^*}{m_2^* - 1} \times \right. \\ \times \left(\pi_1 \frac{m_2^* - 1}{m_2^*} - 1 \right) + \frac{\Delta p_1}{p'_i} + \frac{\Delta p_1}{p'_i} \pm \\ \left. \pm \frac{\Delta p_2}{p_1} \left(\frac{W_2^* - W_m}{W_0 - W_m} \right) \right], \quad (2.3)$$

$$\Delta p_1 = p'_1 - p_1;$$

p'_1 , p_1 — давление пара в конце процесса переноса (начало сжатия) и в рабочих полостях ВМХК на стороне всасывания, кПа; m_2 — показатель эквивалентной политропы сжатия пара, который приближенно может быть заменен показателем политропы конечных параметров; π_1 — степень повышения давления в ВМХК; $\pi_1 = p_2/p'_1$; Δp_2 — приведенные потери давления в окне нагнетания, кПа; W_m — объем масляного раствора в парной полости, м³; W_0 — максимальный объем парной полости, м³.



100

Уравнение (2.3) учитывает переменность массы холодильного агента и масляного раствора, интенсивность тепло- и массообмена в процессах переноса и сжатия, потери в окне нагнетания.

Давление холодильного агента в конце процесса внутреннего сжатия можно приближенно определить по формуле

$$p_a = p'_a \epsilon_r^{m_2},$$

где ϵ_r — геометрическая степень сжатия, $\epsilon_r = W_0/W_a$; W_a — объем парной полости в конце внутреннего процесса сжатия, m^3 .

Среднее давление в конце сжатия p'_2 зависит в основном от режима работы, площади окна нагнетания, свойств холодильного агента и масляного раствора. Площадь окна нагнетания F_n является функцией заданной геометрической степени сжатия ϵ_r . Чем больше ϵ_r , тем меньше F_n .

Среднее давление в конце сжатия определяется по уравнению

$$p'_2 = p_2 + \Delta p_2.$$

Влияние величины потерь на стороне нагнетания можно оценить коэффициентом

$$\rho_{i_d} = p_{i_d}/p_{i_t},$$

где p_{i_d} , p_{i_t} — среднее индикаторное давление соответственно идеального компрессора при $p_a = p_2$ с учетом действительной величины потерь на стороне нагнетания и идеального компрессора без потерь (процесс сжатия в идеальном компрессоре адиабатный),

$$p_{i_t} = \frac{k}{k-1} p_1 \left(\pi_n \frac{k-1}{k} - 1 \right);$$

k — показатель адиабаты; π_n — степень повышения давления; $\pi_n = p_2/p_1$.

Коэффициент $\rho_{i_d} = f(\pi_n, \epsilon_r, u_1)$ по результатам индирования рабочих процессов холодильного винтового маслозаполненного компрессора с теоретической производительностью $V_h = 0,088 \text{ м}^3/\text{с}$, окружной скоростью роторов на наружном диаметре $u_1 = 40,5$ и $26,5 \text{ м/с}$ при геометрической степени сжатия $\epsilon_r = 4,0$ и $2,6$ (холодильный агент R22, масло ХС 40).

Потери давления (приведенные) в окне нагнетания проектируемого или нового геометрически подобного ВМХК можно рассчитать по уравнению

$$\Delta p_2 = \frac{W_0}{W_2} p_{i_t} (\rho_{i_d} - 1). \quad (2.4)$$

Для ВМХК с $V_h = 0,21 \text{ м}^3/\text{с}$, $\epsilon_r = 3,7$, $u_1 = 31,4 \text{ м/с}$ при работе на R22 и масле ХС 40 при температуре конденсации 30°C и степенях повышения давления $\pi_n = 6 \dots 14,4$ значение $\Delta p_2 = 0,085 \dots 0,058 \text{ МПа}$.

Мощность $N_{гм}$, необходимую для преодоления трения роторов о паромасляную смесь, можно найти по известным из гидромеханики уравнениям (2.2) для вращающихся винтовых и торцевых поверхностей роторов ВМХК. Приведенное уравнение для расчета мощности $N_{гм}$ для указанного ВМХК с торцевыми зазорами на стороне всасывания и нагнетания соответственно $0,1 \cdot 10^{-3}$ и $0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ имеет следующий вид:

$$N_{гм} = \rho_{см} (C_1 Y_{см} + D Y_{см}^{0,2}), \quad (2.5)$$

где $\rho_{см}$ — средняя плотность смеси паров холодильного агента и масляного раствора в ВМХК, кг/м^3 ; $\rho_{см} = 0,5(\rho_1 + \rho_2)$; ρ_1 , ρ_2 — плотность смеси паров холодильного агента и масляного раствора в парных полостях соответственно на стороне всасывания и нагнетания, кг/м^3 ; C_1 , D — коэффициенты, учитывающие геометрические характеристики ВМХК и частоту вращения ведущего и ведомого роторов; $Y_{см}$ — средний коэффициент кинематической вязкости смеси, $\text{м}^2/\text{с}$.

Для ВМХК значения C_1 и D составляют соответственно $14 \cdot 10^3$ и $0,45$.

Коэффициент кинематической вязкости смеси

$$\nu_{см} = X Y_{м.ср} + (1 - X) \nu_R,$$

где $Y_{м.ср}$ — среднеарифметический коэффициент кинематической вязкости масляного раствора в ВМХК, $\text{м}^2/\text{с}$; X — средняя массовая доля масляного раствора в парных полостях компрессора, $X = 0,5(X_1 + X_2)$. Здесь X_1 , X_2 — средние массовые доли масляного раствора в парных полостях соответственно на стороне всасывания и нагнетания; ν_R — коэффициент кинематической вязкости паробразного R22, $\text{м}^2/\text{с}$.

Мощность, требуемую для сжатия и транспортирования масляного раствора, приближенно можно определить по формуле

$$N_m = C_2 \frac{G_m \Delta p_m}{\rho_m}, \quad (2.6)$$

где C_2 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения масляного раствора при подаче в компрессор; $C_2 = 0,90 \dots 0,93$; G_m — массовый расход масляного раствора в компрессоре с учетом утечек масла, кг/с ; Δp_m — разность давлений среднего в конце сжатия и всасывания в компрессоре, кПа , $\Delta p_m = p_2 - p_1$; ρ_m — плотность масляного раствора, кг/м^3 .

Мощность трения в подшипниках, сальнике и в масляных поршнях ВМХК

$$N_{тр} = \sum N_{pi} + N_c + \sum N_d, \quad (2.7)$$

где $\sum N_{pi}$, N_c , $\sum N_d$ — мощность трения соответственно в подшипниках, сальнике вала привода и в масляных поршнях.

Мощности $\sum N_{pi}$, N_c и $\sum N_d$ для ВМХК могут быть определены с достаточной точностью по известным формулам, если заданы сила давления пара в зависимости от режима работы ВМХК, частота вращения, геометрические размеры, свойства масляного раствора (вязкость, плотность) и т. д.

Энергетическую эффективность работы ВМХК оценивают по значениям внутреннего адиабатного $\eta_{ад. вн}$, эффективного η_e и механического КПД $\eta_{мех}$.

Адиабатный внутренний КПД компрессора

$$\eta_{ад. вн} = N_{ад}/N_{вн}, \quad (2.8)$$

где $N_{ад}$ — мощность, требуемая для адиабатного сжатия и перемещения пара в компрессоре.

Механический КПД компрессора

$$\eta_{мех} = N_{вн}/N_e. \quad (2.9)$$

Эффективный КПД компрессора

$$\eta_e = N_{ад}/N_e = \eta_{ад. вн} \eta_{мех}. \quad (2.10)$$

Экспериментальные характеристики одноступенчатого ВМХК типа ВХ (350) с $V_h = 0,21 \text{ м}^3/\text{с}$ при работе на R22 и маслах ХС 40; ХС 50, ХСН 40 и ХА 30 в диапазоне температур кипения $t_0 = -25...+45^\circ\text{C}$ при $t_k = 20, 30$ и 40°C приведены на рис. 2.23, где показана зависимость механического КПД от наружной степени повышения давления π_n . Значение $\eta_{мех}$ от температуры t_k почти не зависит.

На значение η_e сильно влияют не только π_n и давление нагнетания $p_2(t_k)$, но и свойства масел.

Средний показатель политропы сжатия рассчитывают на основании экспериментальных данных:

$$m_2 = \frac{\lg \pi}{\lg \pi - \lg(T_2/T_1)},$$

где T_1 , T_2 — температуры пара во всасывающем и нагнетательном патрубках, К.

Обычно у винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров $m_2 < k$ (рис. 2.24, б). При совпадении давления

нагнетания с давлением внутреннего сжатия $p_2 = p_a$ (процесс 1—1 на рис. 2.24, б)

$$N_i = (V_t - V'_m) p_1 \frac{m_2}{m_2 - 1} \left(\pi^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} - 1 \right),$$

где V'_m — объемный расход масляного раствора, поступающего во всасывающую полость компрессора, $\text{м}^3/\text{с}$.

Значения средних показателей политропы сжатия приведены на рис. 2.25. Наиболее полное представление о N_i дают экспериментальные индикаторные диаграммы. На рис. 2.26 приведена индикаторная диаграмма действительного рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора [5] с теоретической производительностью $V_t = 0,0865 \text{ м}^3/\text{с}$ при $u_1 = 40,5 \text{ м/с}$, $\epsilon_r = 4,0$ при работе на R22 и масле ХС 40 ($t_0 = -25...+45$ и $t_k = 30^\circ\text{C}$). Из диаграммы видно, что процесс сжатия начинается с давления большего, чем давление пара на всасывании. Это происходит в результате притечек масла и пара по зазорам и щелям в отсеченную парную полость из впереди идущих парных полостей во время процесса переноса (фаза рабочего цикла). В процессе переноса отсеченная парная полость почти не изменяет своего объема, однако вследствие притечек давление и температура в ней несколько увеличиваются. Из диаграммы видно также, что процесс сжатия в компрессоре характеризуется переменным показателем политропы. Процесс сжатия заканчивается при давлении более высоком, чем давление в нагнетательном патрубке.

Зависимость η_e и $\eta_{ад. вн}$ от наружной степени повышения давления по результатам испытаний [5, 10—14, 18—21, 25, 26] приведена на рис. 2.27. Значения КПД зависят от геометрической степени сжатия и от разности давлений.

В компрессорах с роторами диаметром 0,2; 0,25 и 0,315 м при частоте вращения ведущего ротора 50 с^{-1} при работе на масле ХА 30 механический КПД $\eta_{мех} = 0,95...0,85$. На рис. 2.23 приведен график изменения механического КПД $\eta_{мех}$ в зависимости от π_n для компрессора с $V_t = 0,208 \text{ м}^3/\text{с}$, $u_1 = 32 \text{ м/с}$ и $\epsilon_r = 3,7$ при работе на R22 и масле ХС 30. Графики изменения η_e для ряда отечественных винтовых компрессоров приведены на рис. 2.28—2.29.

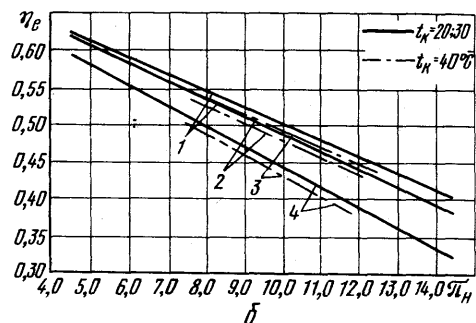
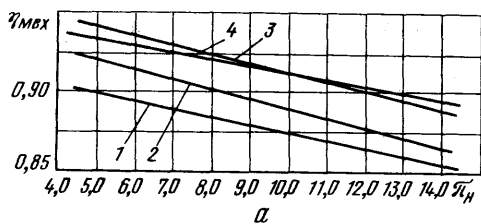


Рис. 2.23. Зависимость механического (а) и эффективного (б) КПД компрессора с $V_r = 0,21 \text{ м}^3/\text{с}$ от степени повышения давления при работе на R22 и различных маслах: 1 — ХС 40; 2 — ХС 50; 3 — ХА 30; 4 — ХСН 40

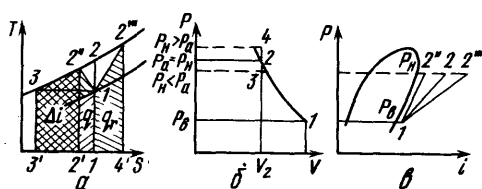


Рис. 2.24. Процессы сжатия: а — в s - T -диаграмме; б — в v - p -диаграмме; в — в i - p -диаграмме

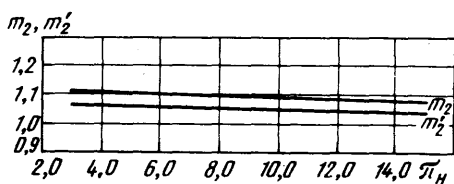


Рис. 2.25. Средний показатель политропы в зависимости от π_n : m'_2 — внутреннего сжатия (до давления p_a); m_2 — сжатия от начала сжатия до давления нагнетания

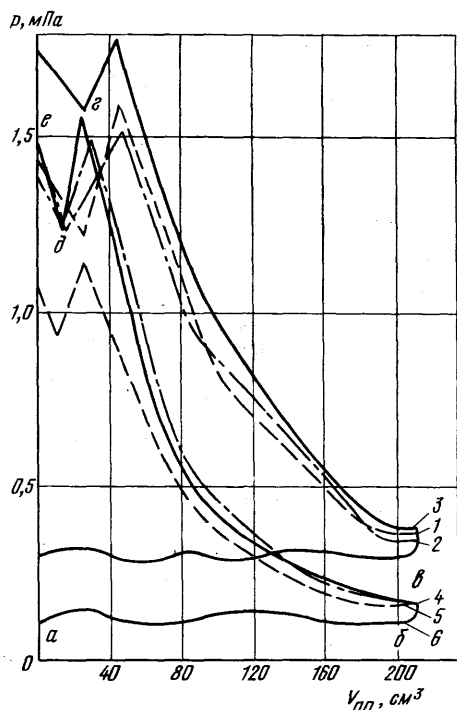


Рис. 2.26. Индикаторная диаграмма действительного рабочего процесса винтового компрессора АВХ-160М (R22; масло ХС 40; $V_r = 0,0865 \text{ м}^3/\text{с}$; $u_1 = 40,5 \text{ м/с}$; $\epsilon_r = 4,0$): 1 — $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_R = 30^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 4,0$; $n_1 = 40,5 \text{ м/с}$; 2 — $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 2,6$; 3 — $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = 40^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 2,6$; 4 — $t_0 = -35^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 4,0$; 5 — $t_0 = -35^\circ\text{C}$; $t_k = 20^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 4,0$; 6 — $t_0 = -35^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 2,6$; а-б — процесс всасывания; б-в — процесс переноса; в-г — процесс сжатия; г-д-е — процесс нагнетания

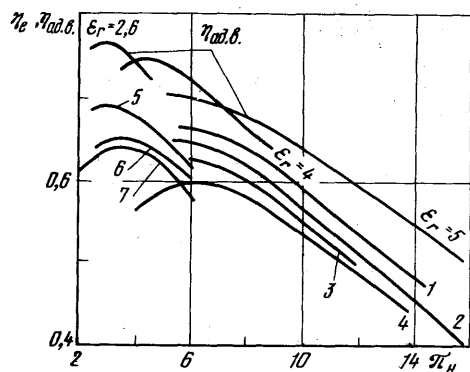


Рис. 2.27. Зависимость эффективного η_e и внутреннего адиабатного КПД $\eta_{ад.в.}$ от степени повышения давления π_n . Обозначения см. рис. 2.17.

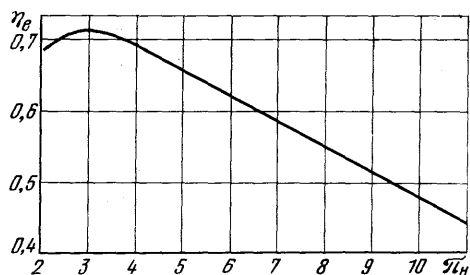


Рис. 2.28. Зависимость эффективного КПД поджимающих компрессоров 21АН600-7-7, 21АН160-7-7(6), 21АН300-7-7(6) от степени повышения давления при $t_{пр} = -15...0^\circ\text{C}$ при работе на R717

Значительное влияние на КПД оказывают свойства растворов масел с фреонами [14]. Это видно из графика (см. рис. 2.18), характеризующего относительное увеличение КПД,

$$\tilde{\eta}_e = \frac{\eta_{e40} - \eta_{e30}}{\eta_{e30}} 100 \%$$

Данные получены при испытаниях компрессора с теоретической производительностью $0,208 \text{ м}^3/\text{с}$, работающего на R22 и маслах ХС 40 и ХА 30.

Теплота, отведенная от 1 кг сжимаемого пара (см. рис. 2.24, а), в процессе сжатия

$$q_1 = \frac{N_e}{G_a} - \Delta i_{1,2}$$

Здесь $\Delta i_{1,2}$ определяется площадкой $2'-2''-3-3'-2'$ (см. рис. 2.24, а).

Зависимость удельного количества теплоты q_t , отведенной в компрессоре,

2.6. Относительные энергетические потери в винтовом компрессоре

Вид потерь	Режим работы, $t_0/t_k, ^\circ\text{C}$		
	-25/ +30	-35/ +30	-45/ +30

Из-за отклонения процесса сжатия от изоэнтального, из-за внутренних перетечек и гидравлических потерь $\Delta v_{пол} +$

$+ \Delta v_{пр} + \Delta v_r$

Из-за гидромеханических потерь $\Delta v_{гм}$

Из-за механических потерь $\Delta v_{мех}$

0,665 0,642 0,663

0,221 0,219 0,207

0,114 0,139 0,160

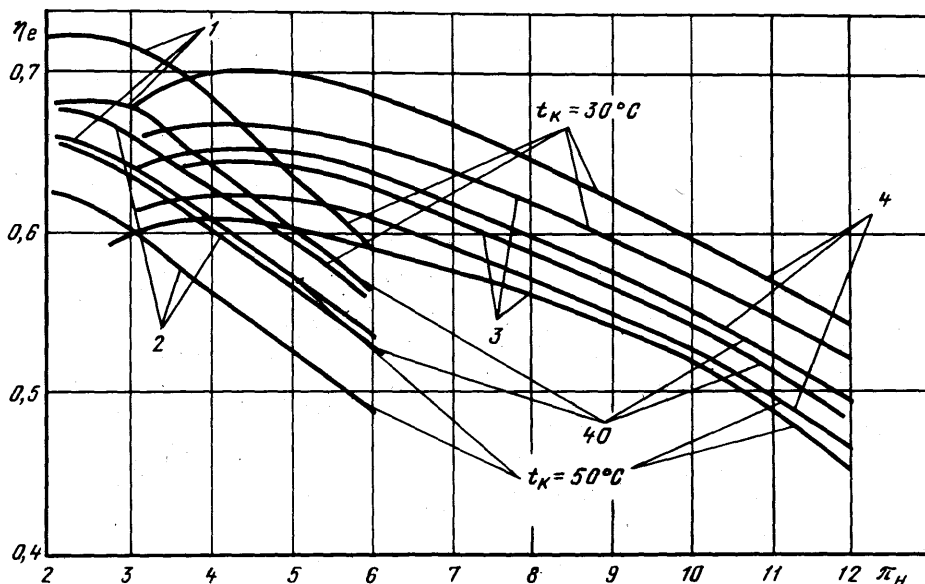


Рис. 2.29. Зависимость эффективного КПД от степени повышения давления компрессоров при работе на R717:

1 — 2A350-7-1, 2A1280-7-1, 21A1600-7-1; 2 — 21A130-7-1; 3 — 21A130-7-3; 4 — 2A350-7-3, 21A280-7-3, A1400-7-3

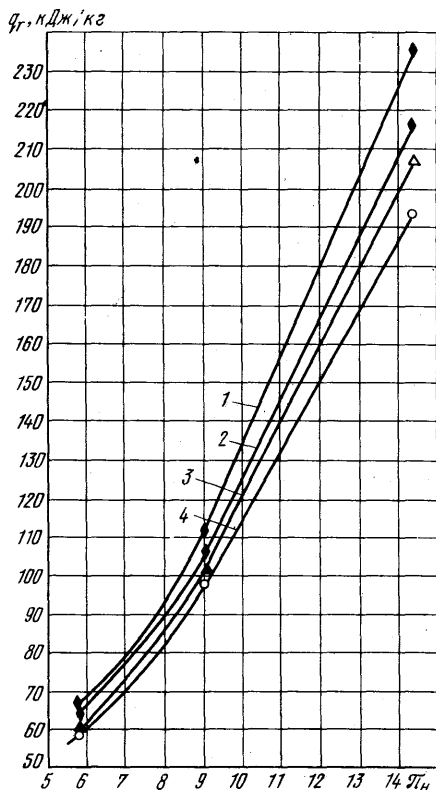


Рис. 2.30. Изменение удельного количества теплоты, отведенной в компрессоре, при работе на различных маслах в зависимости от π_n (значения $t_{вс}$, t_m , V_m см. рис. 2.23):

1 — раствор R22 — масло ХСН 40; 2 — раствор R22 — масло ХА 30; 3 — раствор R22 — масло R22 — масло ХС 50; 4 — раствор R22 — масло ХС 40

при работе на R22 и исследованных маслах, при $t_k = 30^\circ\text{C}$ от π_n показана на рис. 2.30.

Относительные теоретические потери в винтовом компрессоре ($V_T = 0,21 \text{ м}^3/\text{с}$, $d_1 = d_2 = 204 \text{ мм}$, $L/d_1 = 1,05$, $\varepsilon_r = 3,7$, $n_1 = 2960 \text{ об/мин}$, профиль зуба окружной, симметричный) при работе на R22 и масле ХС 40 при $t_{вс} = 10^\circ\text{C}$, $t_m = 35^\circ\text{C}$ и $V_m = 110 \text{ л/мин}$ на различных режимах [13] приведены в табл. 2.6.

Количество подаваемого масла

Масло, подаваемое в винтовой маслозаполненный холодильный компрессор, необходимо в основном для отвода теплоты, выделяемой в компрессоре. Оно также уменьшает перетечки масла

по зазорам внутри компрессора. Количество масла, подаваемого в компрессор, рассчитывают исходя из выполнения первого условия.

Массовый расход масла G_m , которое необходимо подать в рабочую полость компрессора, определяется энергетическим балансом компрессора [13, 22]:

$$Q_m = N_i + N_{гм} + N_{тр} - G_a \Delta i - Q_{о.с.},$$

или

$$Q_m = N_e - G_a (i_2'' - i_1) - Q_{о.с.}$$

Количество теплоты $Q_{о.с.}$, отводимой в окружающую среду через корпус компрессора, составляет 6...8 % Q_m .

Массовый расход масла

$$G_m = Q_m / (c_m \Delta t_m).$$

Повышение температуры масла в компрессоре $\Delta t_m = 20...50^\circ\text{C}$.

Объемный расход масла

$$V_m = G_m / \rho_m.$$

При 50°C плотность масла ХА 30 составляет 863 кг/м^3 , а масла ХС 40 — 826 кг/м^3 .

При работе на фреонах массовый расход масла рассчитывают по плотности маслофреоновых растворов с учетом действительной концентрации фреона в масле, пользуясь диаграммами $v - T - \xi$ и $i - T - p - \xi$.

Относительное массовое (на 1 кг холодильного агента) количество масла, подаваемого в компрессор:

$$q_m = G_m / G_a.$$

Количество масла, подаваемого в компрессор, оказывает существенное влияние на объемные и энергетические характеристики в каждом режиме работы. Экспериментально установлено, что при определенном оптимальном количестве масла коэффициент подачи и КПД принимают наибольшие значения. Зависимость оптимального относительного количества масла от наружной степени повышения давления для компрессора, работающего на R22 и R717, приведена на рис. 2.31.

Изменение количества теплоты, отведенной маслом в винтовых аммиачных компрессорных агрегатах, в зависимости от температуры кипения и конденсации (промежуточной) приведено на рис. 2.32 и 2.33.

При охлаждении в маслоохладителе

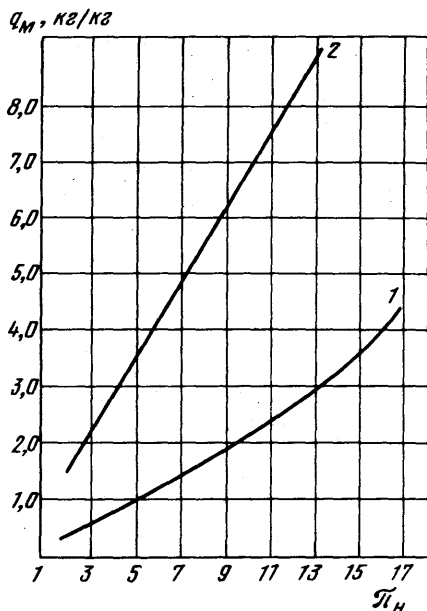


Рис. 2.31. Зависимость оптимального относительного количества масла ХА 30, подаваемого в винтовой компрессор типа ВХ350-7 (2), от степени повышения давления при работе на R22 (1) и R717 (2)

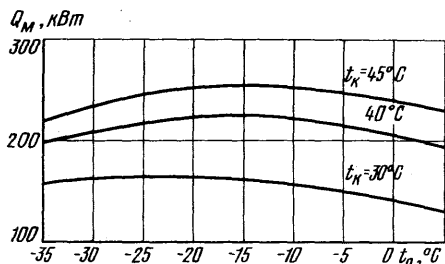


Рис. 2.32. Изменение тепловой нагрузки на маслоохладитель в компрессорном аммиачном агрегате 21А800-7-1 (3) при $t_m = 45^\circ\text{C}$, $V_m = 240$ л/мин с коэффициентом пересчета для других подобных агрегатов:

21А130	0,19	2А350	0,51
21А280	0,37	21А800	1,00
		21А1600	2,00

водой тепловая нагрузка на конденсатор определяется из известной формулы:

$$Q_k = Q_0 + N_e - Q_m.$$

Тепловую нагрузку на маслоохладитель для определенного ВХК выбирают при минимальной температуре кипения и максимальной температуре конденсации.

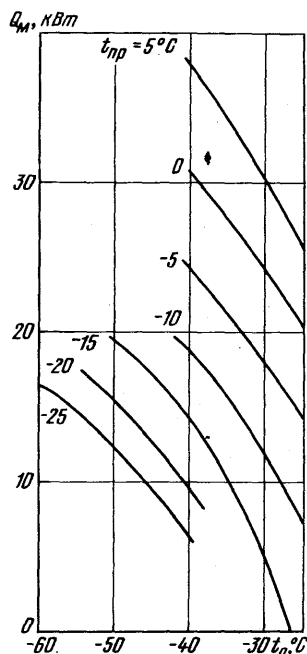


Рис. 2.33. Изменение тепловой нагрузки на маслоохладитель в компрессорном поджигающем аммиачном агрегате 2АН130-7-7 при $t_m = 45^\circ\text{C}$; $V_m = 60$ л/мин с коэффициентами пересчета для других подобных агрегатов:

21АН50	0,33	2АН130	1,00
21АН100	0,66	21АН300	1,96
		21АН600	3,85

Термодинамические циклы

Винтовые маслозаполненные холодильные компрессоры могут быть использованы как в одноступенчатых циклах, так и в двухступенчатых, или каскадных. Особенность этих компрессоров состоит в том, что они могут работать в цикле одноступенчатого сжатия с двукратным дросселированием.

Принципиальная схема и теоретический цикл в $i-p$ -диаграмме холодильной машины с двукратным дросселированием с винтовым одноступенчатым компрессором показаны на рис. 2.34, а. Конструкция винтового компрессора позволяет осуществить ввод в рабочую полость сжатия, когда она отсоединена от полости всасывания, дополнительного количества пара при промежуточном давлении. Таким образом, винтовой компрессор принципиально может быть

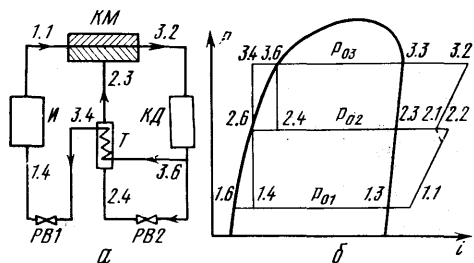


Рис. 2.34. Принципиальная схема (а) и теоретический цикл (б) в i - p -диаграмме холодильной машины с винтовым одноступенчатым компрессором при работе с двукратным дросселированием:

КМ — винтовой компрессор; КД — конденсатор; PB — регулирующий вентиль; Т — теплообменник; И — испаритель; p_{01} , p_{02} , p_{03} — соответственно давление кипения, промежуточное, конденсации

использован в схеме с двукратным дросселированием. Схема отличается от обычной одноступенчатой наличием теплообменника Т или промежуточного сосуда поверхностного или бесповерхностного типа (для аммиачных машин) и двух дроссельных вентилей PB1 и PB2 вместо одного. Пар, образовавшийся в результате первого дросселирования, поступает из теплообменника в компрессор. Жидкий переохлажденный холодильный агент (основной поток) после теплообменника дросселируется и поступает в испаритель, откуда после испарения всасывается компрессором. От выбора места ввода пара в корпус зависит уровень промежуточного давления p_{02} .

Массовую долю холодильного агента, поступающего в компрессор, при p_{02} , можно определить по уравнению

$$\alpha = \frac{i_{3.6} - i_{2.6}}{i_{2.3} - i_{3.6}}$$

Эффективность применения цикла с двукратным дросселированием по отношению к циклу с одноступенчатым дросселированием оценивается относительной удельной холодопроизводительностью и относительным холодильным коэффициентом при оптимальном промежуточном давлении p_{02} [1]:

$$\bar{q}_0 = q'_0/q_0; \quad \bar{\varepsilon} = \varepsilon'/\varepsilon,$$

где q'_0 и ε' , q и ε — удельная холодопроизводительность и холодильный коэффициент соответственно для цикла с двукратным и однократным дросселированием.

Относительные характеристики компрессора могут быть определены по номограмме [8], построенной на основании результатов испытаний винтового компрессора с теоретической производительностью V_T 0,24 м³/с, в диапазоне t_0 от -40 до -25 °C при t_k до 42 °C, $\varepsilon_r = 5$ при работе на R22 в цикле с двукратным дросселированием, с учетом потери давления $\Delta p_{пр}$ в тракте подвода пара промежуточного давления.

Графики изменения теплоэнергетических характеристик холодильной машины, работающей по схеме с двукратным дросселированием, по сравнению с характеристиками холодильной машины, работающей по схеме с однократным дросселированием, приведены на рис. 2.35.

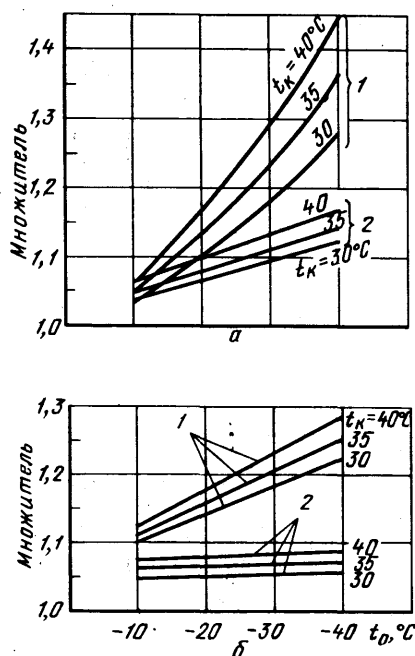


Рис. 2.35. Относительное увеличение холодопроизводительности (кривые 1) и потребляемой мощности (кривые 2) холодильной машины с винтовым компрессором, работающей по циклу с двукратным дросселированием, в сравнении с машиной, работающей по циклу с однократным дросселированием: а — при работе на R22; б — при работе на R717

Влияние изменения геометрической степени сжатия на эффективность винтового компрессора

При постоянной геометрической степени сжатия $\epsilon_r = \text{const}$ компрессор может работать при несовпадении давления внутреннего сжатия p_a с давлением нагнетания p_2 , что влияет на потери термодинамической работы сжатия.

Внутренняя степень повышения давления

$$\epsilon_a = p_a/p_1 = \epsilon_r^{m_1^2}$$

Для случая, когда $\epsilon_a \neq \pi_n$, дополнительную затрату энергии на сжатие можно оценить с помощью коэффициента увеличения работы $K_{y.p}$ [22].

$$K_{y.p} = \frac{l_{ад}}{l_{ат}} = \frac{\frac{k}{k-1} p_1 (\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1) + \epsilon^{-\frac{1}{k}} (p_2 - p_a)}{\frac{k}{k-1} p (\pi_n^{\frac{k-1}{k}} - 1)},$$

где $l_{ад}$ — адиабатная работа сжатия и выталкивания единицы количества паромасляной смеси; $l_{ат}$ — адиабатная работа сжатия и выталкивания при $p_2 = p_a$.

График изменения коэффициента увеличения работы при различных ϵ_r и p_2

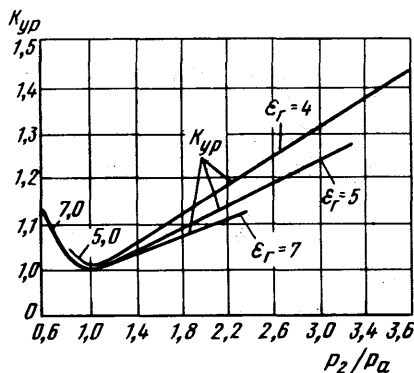


Рис. 2.36. Изменение коэффициента увеличения работы $K_{y.p}$ для одноступенчатого низкотемпературного винтового компрессора с различной ϵ_r в зависимости от p_2/p_a

для винтового компрессора ВХ350 при работе на R22 [12] приведен на рис. 2.36. При изменении режима работы винтового компрессора $p_2/p_a \geq 1$ увеличивается коэффициент $K_{y.p}$ и снижается адиабатный КПД ($\eta_{ад}$) компрессора (рис. 2.37).

Для получения оптимального $\eta_{ад}$ в конструкцию компрессора вводят устройство для изменения геометрической степени сжатия ϵ_r .

Компрессор с двумя золотниками, приводимыми в движение поршнями путем подачи масла в цилиндры, показан на рис. 2.38.

Анализ изменения $K_{y.p}$ (см. рис. 2.36) показывает, что при 100 %-ной производительности компрессора и при $p_2/p_a = 1 \dots 1,4$ применение устройства для изменения ϵ_r обеспечивает в реальных условиях до 5 % экономии потребляемой энергии.

Большой эффект может быть достигнут при работе компрессора в условиях частичной нагрузки.

Автоматическая работа винтового компрессора с переменной ϵ_r возможна при условии использования микропроцессорной системы автоматики.

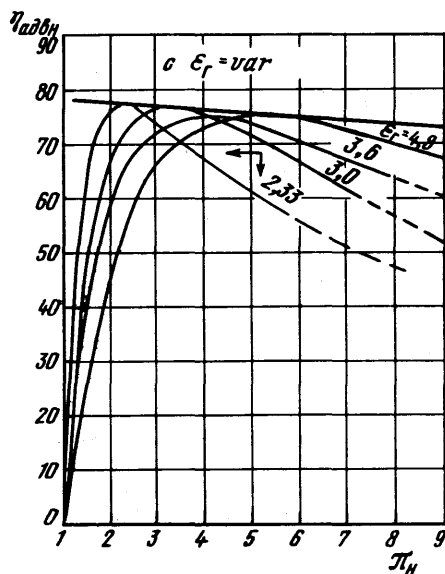


Рис. 2.37. Влияние несовпадения внутренней и внешней степеней сжатия на КПД винтового компрессора

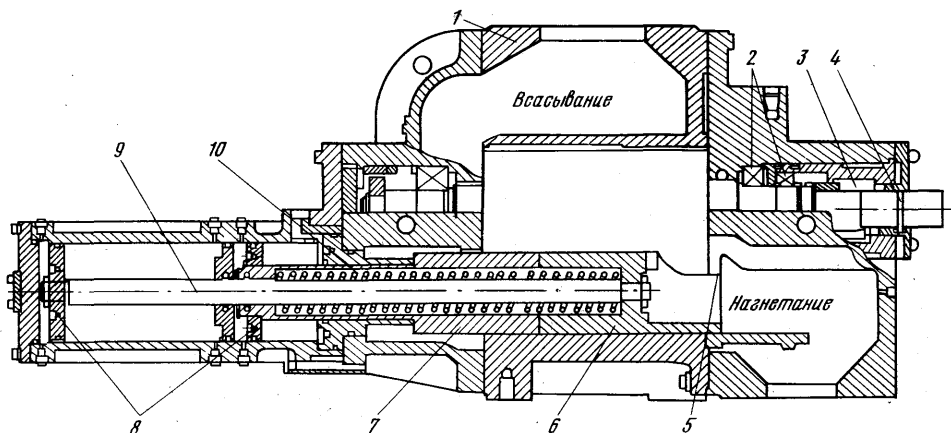


Рис. 2.38. Конструкция компрессора с регулируемой геометрической степенью сжатия ε_r : 1 — корпус; 2 — подшипники; 3 — сальник; 4 — кольцо; 5 — нагнетательное окно; 6 — регулирующий золотник; 7 — золотник; 8 — поршни; 9 — шток; 10 — пружина

КОНСТРУКЦИИ, СХЕМЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ И КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Параметрический ряд отечественных компрессоров и компрессорных агрегатов. Параметрический ряд [3, 14] отечественных винтовых холодильных компрессорных агрегатов (табл. 2.7) охватывает диапазон холодопроизводительности от 50 до 1760 кВт при стандартных условиях работы на R22 и R717. Компрессоры и агрегаты соответствуют ОСТ 26.03-1018—74, ОСТ 26.03-2013—79 и ГОСТ 27421—87 [4].

В обозначения компрессоров и компрессорных агрегатов параметрического ряда входят тип компрессора или агрегата, холодопроизводительность, холодильный агент, температурный диапазон и наличие регулирования. Так, марки винтовых холодильных компрессоров и компрессорных агрегатов соответственно ВХ350-2-1, ВХ350-7-2 и 21А280-7-1, 2АН или АН130-7-7 расшифровываются следующим образом: ВХ — винтовой сальниковый компрессор; 350 — холодопроизводительность в тысячах килокалорий в час при $t_0 = -15^\circ\text{C}$ и $t_k = 30^\circ\text{C}$; 2 и 7 — соответственно R22 и R717; 1, 2 или 7 — температурный диапазон и регулирование производительности; А — компрессорный агрегат; АН — компрессорный агрегат низкотемпературный; 21 и 2 — модификация агрегатов. 21А280-7-1: А — ком-

прессорный агрегат; 280 — холодопроизводительность в киловаттах.

Обозначения температурного диапазона и типа регулирования производительности указаны в табл. 2.8.

Параметрический ряд включает одноступенчатые винтовые маслозаполненные компрессорные агрегаты, обеспечивающие работу холодильных парокompрессионных машин в диапазоне температур кипения от $+20$ до -100°C и при температурах конденсации не выше 50°C (для R12 допускаемая температура конденсации достигает 75°C) в зависимости от режима.

При построении параметрического ряда приняты следующие основные предпосылки: максимальная разность давлений 1,7 МПа; частота вращения ведущего вала компрессора (синхронная) 50 с^{-1} ; плавное регулирование производительности от 100 до 10 % осуществляется с помощью золотникового устройства, которое обеспечивает также разгруженный пуск компрессора; компрессорные агрегаты могут быть одно- или двухблочными с горизонтальными и вертикальными маслоотделителями; маслоохладители в основном водяного охлаждения; профиль зубьев асимметричный и эллиптический.

Условия работы. Для винтового маслозаполненного холодильного компрессора условиями работы являются: давление всасывания и нагнетания, температура всасываемого холодильного агента, температура и относительное

2.7. Параметрический ряд холодильных аммиачных компрессорных агрегатов и винтовых сальниковых компрессоров

База компрессора	Марка компрессорного агрегата	Холодопроизводительность, кВт			Марка винтового компрессора	Наружный диаметр роторов, d_1 , мм	Отношение L/d_1	Теоретическая производительность, $\text{м}^3/\text{с}$
		$t_0 = +5^\circ\text{C}; t_k = 35^\circ\text{C}$	$t_0 = -15^\circ\text{C}; t_k = 30^\circ\text{C}$	$t_0 = -40^\circ\text{C}; t_{np} = -10^\circ\text{C}$				
		$\varepsilon_r = 2,6$	$\varepsilon_r = 4,0$	$\varepsilon_r = 2,6$				
4	21A130-7-1 (0)	310	—	—	BX140-7-1	160	0,9	0,083
	21A130-7-3 (2)	—	140	—	BX140-7-3			
	21H50-7-7 (21A130-7-7)	—	—	55	BX55-7-7			
5а	21A280-7-1 (0)	650	—	—	BX280-7-1	200	1,0	0,176
	21A280-7-3 (2)	—	340	—	BX280-7-3			
	21AH100-7-7 (21A280-7-7)	—	—	130	BX110-7-7			
5	2A350-7-1 (0)	900	—	—	BX350-7-1	200	1,35	0,245
	(21A410-7-1)	—	440	—	BX350-7-3			
	2A350-7-3 (2) (21A410-7-3)	—	—	165	BX130-7-7			
6а	2AH130-7-7 (21A410-7-7)	—	—	—	BX500-7-1	200	1,65	0,3
	21A550-7-1 (0)	1200	—	—	BX500-7-3	(250)	(0,9)	(0,32)
	21A550-7-3 (2)	—	580	—	BX200-7-3			
6	21AH200-7-7 (21A550-7-7)	—	—	220	BX800-7-1	250	1,35	0,486
	21A800-7-1	1700	—	—	BX800-7-3			
	21A800-7-3	—	880	—	BX300-7-7			
7	21AH300-7-7 (21A800-7-7)	—	—	330	BX1600-7-1	315	1,35	0,972
	21A1600-7-1	3540	—	—	BX1600-7-3			
	21A1600-7-3 (A1400-7-3)	—	1760	—	BX600-7-7			
	21AH600-7-7 (21A1600-7-7)	—	—	660				

Примечание. Предусмотрены исполнения агрегатов с промежуточным подсосом холодильного агента.

2.8. Обозначение температурного диапазона и типа регулирования

Температурный диапазон	Регулирование	
	ручное	автоматическое

Высокотемпературный ($t_0 = +10 \dots -10^\circ\text{C}$)	0	1
Среднетемпературный ($t_0 = -10 \dots -25^\circ\text{C}$)	2	3
Низкотемпературный ($t_0 = -25 \dots -45^\circ\text{C}$)	4	5
Низкотемпературный для поджимающих компрессоров ($t_0 = -25 \dots -85^\circ\text{C}$)	6	7

количество подаваемого в компрессор масла, марка масла, геометрическая степень сжатия, степень повышения давления, частота вращения ведущего ротора, а также схема цикла (с однократным или двукратным дросселированием).

При одноступенчатом сжатии предельными являются условия работы компрессора: минимальное давление на всасывании 5 кПа (0,05 кгс/см²), минимальная температура холодильного агента на всасывании -40°C , максимальное давление нагнетания 2,1 МПа (21 кгс/см²), максимальная разность давлений 1,7 МПа (17 кгс/см²), максимальная степень повышения давления 17, максимальная температура холодильного агента на нагнетании

40 °С, температура масла на входе в компрессор от 20 до 50 °С.

Оптимальными являются следующие условия работы компрессора [13, 14]: температура масла на входе в компрессор от 30 до 50 °С, температура холодильного агента на всасывании от +5 до 15 °С; относительные количества масла соответствуют значениям, приведенным на рис. 2.31.

Условия работы компрессоров в зависимости от диапазона рабочих температур при работе на основных холодильных агентах приведены в табл. 2.9.

Характеристики параметрического ряда винтовых бессальниковых холодильных компрессоров приведены в табл. 2.10.

Технологические схемы. Принципиальная технологическая схема винтового компрессорного агрегата приведена на рис. 2.39. Холодильный агент подается в компрессор 1 через газовый фильтр.

Вал компрессора приводится от электродвигателя 3. В корпус компрессора во время сжатия подается масло из общей маслосистемы. После компрессора маслогазовая смесь поступает в маслоотделитель 8 с маслосборником. Холодильный агент, освобожденный от масла, поступает в газовую систему холодильной установки, а масло насосом 6 подается через фильтр грубой очистки 7 и маслоохладитель 5 вновь на впрыск в компрессор. Масло проходит дополнительно через фильтр тонкой очистки 4 и поступает на смазку подшипников в уплотнения и через гидрораспределитель 15 в гидроцилиндр 11. В отдельных агрегатах вместо гидрораспределителя и гидроцилиндра устанавливаются винт-гайка в золотнике компрессора и электрический механизм МЭМ.

Отдельные модификации компрессор-

2.9. Условия работы винтовых масляезаполненных холодильных компрессоров

Холодильные машины и установки	Холодильный агент	Максимальная температура конденсации, °С	Температура кипения, °С	
			от	до
Одно-двухступенчатые, каскадные	R22	53	5	—75
Одно-двухступенчатые	R717 (аммиак)	50	5	—60
Одно-двухступенчатые, каскадные	R502	50	—20	—75
То же	R143	40	—15	—85
»	R13B1	35	—20	—75
Одноступенчатые	R12	75	20	—25
Каскадные	R13	—5	—60	—100
»	R170 (этан)	—10	—60	—100

2.10. Параметрический ряд винтовых бессальниковых холодильных компрессоров

База	Марка	Наружный диаметр, d_1 , мм	Отношение длины ротора к наружному диаметру, L/d_1	Теоретическая производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	Холодопроизводительность, кВт		Частота вращения, 1/с
					$t_0 = 0\text{ °С};$ $t_k = 40\text{ °С}$	$t_0 = -15\text{ °С};$ $t_k = 30\text{ °С}$	
2	21ВБ50-2-1	100	1,0	0,0339	92	—	74
	21ВБ50-2-5	100	1,0	0,0339	—	60	74
3	21ВБ100-2-1	125	1,0	0,0656	175	—	74
	21ВБ100-2-5	125	1,0	0,0656	—	110	74
4	21ВБ140-2-1	160	0,9	0,083	250	—	40,5
	21ВБ140-2-5	160	0,9	0,083	—	160	49,5
5а	21ВБ280-2-1	200	1,0	0,175	530	—	49,5
	21ВБ280-2-5	200	1,0	0,175	—	330	49,5
5	21ВБ410-2-1	200	1,35	0,243	710	—	49,5
	21ВБ410-2-5	200	1,35	0,243	—	460	49,5

Примечания: 1. Холодильный агент R22. 2. Исполнения компрессоров типов 2-5 с промподсосом. 3. Компрессоры марок 21ВБ50 и 21ВБ100 с приводом за ротор с 6 зубьями.

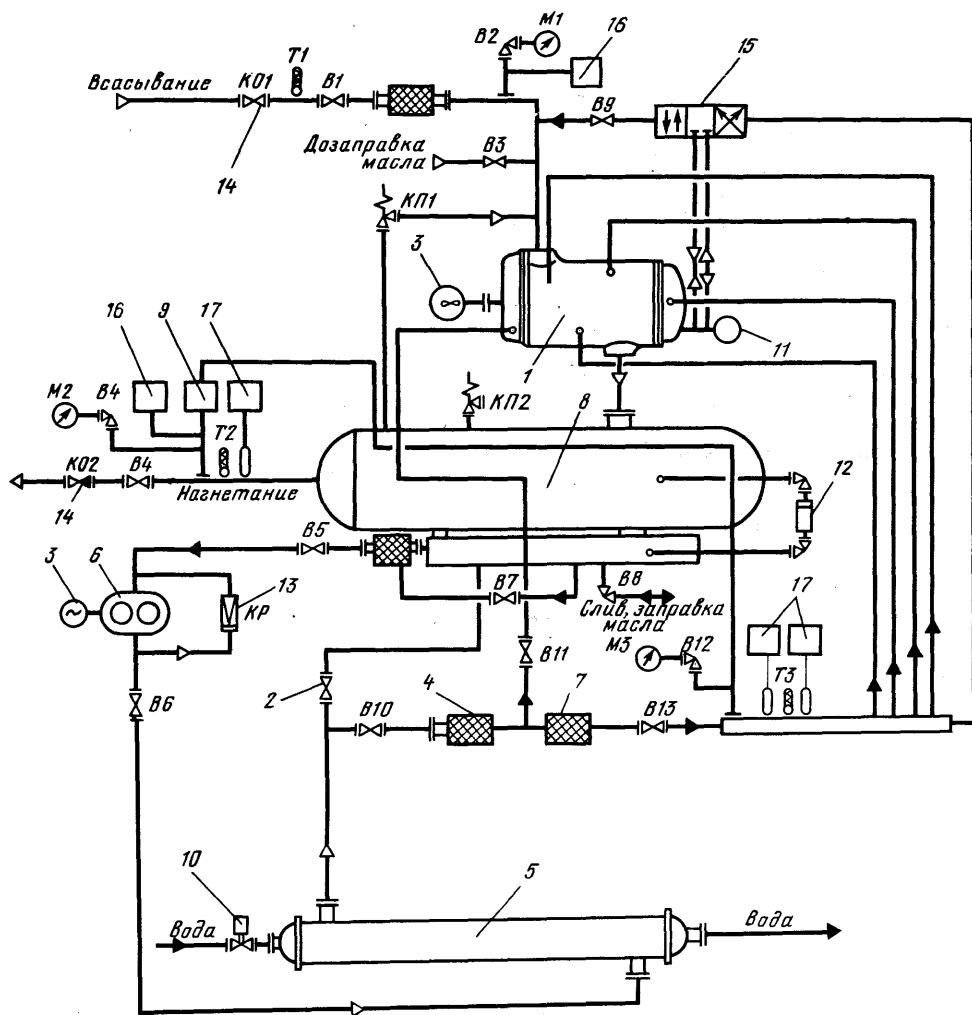


Рис. 2.39. Технологическая принципиальная схема винтового компрессорного агрегата:

1 — компрессор; 2 — вентиль; 3 — электродвигатель; 4 — фильтр тонкой очистки; 5 — маслоохладитель; 6 — насос; 7 — фильтр грубой очистки; 8 — маслоотделитель; 9, 10 — соленоидный вентиль; 11 — гидроцилиндр; 12 — смотровое стекло; 13 — редукционный клапан; 14 — обратный клапан; 15 — гидрораспределитель; 16 — РД; 17 — термореле

ных агрегатов типа А350 изготавливаются со ступенчатым регулированием производительности компрессора путем пуска и останова. Для автоматической подачи масла в гидроцилиндр применяется гидрораспределитель с электромагнитными клапанами.

Насос 6 приводится в движение от отдельного электродвигателя 3. Масляный насос имеет редукционный клапан 13. Для заправки агрегата маслом и слива масла из агрегата на масло-

сборнике установлен запорный вентиль 12. Для предотвращения обратной раскрутки компрессора при остановке на всасывающей и нагнетательной трубах агрегата установлены обратные клапаны 14.

Для регулирования подачи воды на маслоохладитель и прекращения ее подачи во время остановки на линии подачи воды установлен соленоидный вентиль 10 или регулятор подачи масла.

Для обеспечения нормальной работы

агрегата при первоначальном пуске (холодное масло) предусмотрена разгрузочная масляная линия с вентилем 2. В агрегате предусмотрен перепускной предохранительный клапан, соединяющий нагнетательную сторону компрессора со всасывающей. Агрегаты для автоматической работы имеют щит автоматики и управления, а также электропусковую аппаратуру. Система автоматики обеспечивает аварийную остановку агрегата при предельном отклонении от рабочих параметров: повышении давления нагнетания, понижении давления всасывания, понижении перепада давления масла, подаваемого в компрессор, и давления нагнетания; понижении температуры масла, повышении температуры масла, повышении температуры нагнетания.

На агрегате установлены показывающие манометры, подключенные к полости всасывания, нагнетания и линии подачи масла в компрессор. На линиях нагнетания, всасывания и подачи масла в компрессор установлены гильзы для термометров.

В бессальниковых винтовых компрессорных агрегатах предусмотрено применение масляной системы с маслонасосом, встроенным в компрессор или выносным, а впрыск масла в компрессор осуществляется за счет давления нагнетания.

В агрегатах с промежуточным подсосом холодильного агента (R22) дополнительно применяется теплообменный аппарат-переохладитель. Кипение в трубном пространстве при промежуточном давлении с дросселированного в терморегулирующем вентиле жидкого холодильного агента, отобранного от основного потока перед переохладителем, основного потока жидкого холодильного агента после конденсатора. На линии выхода парообразного холодильного агента из переохладителя установлены запорный и обратный клапаны. В агрегатах с промежуточным подсосом холодильного агента (R717) вместо теплообменного аппарата переохладителя применяют промежуточный сосуд.

Для охлаждения масла часто вместо водяного маслоохладителя рассольного типа применяют маслоохладители, охлаждаемые холодильным агентом [9]. В агрегатах, работающих при высоких температурах конденсации и на холо-

дильных агентах, хорошо растворимых в масле, применяют масляные схемы с выпаривателем, работающие при промежуточном давлении.

Агрегаты с сальниковыми компрессорами. На базе компрессоров параметрического ряда выпускают винтовые компрессорные агрегаты как в судовом [10, 15, 16, 23, 24], так и в общепромышленном исполнении [3, 9, 17].

Технические характеристики отечественных компрессоров и компрессорных агрегатов приведены в табл. 2.11...2.14, холодопроизводительность и потребляемая мощность — на рис. 2.40...2.49. Зависимости эффективного холодильного коэффициента отечественных винтовых компрессоров от температуры кипения при работе на R22 и R717 приведены на рис. 2.42...2.45, 2.48. Как видно из графиков, кривые имеют пологий характер, что обусловлено в основном малыми депрессиями во всасывающем паровом тракте компрессора и относительно небольшими внутренними перетечками. Холодильный коэффициент сильно уменьшается из-за гидромеханических потерь, а также из-за несовпадения внутренней и наружной степеней повышения давления.

Винтовые компрессорные агрегаты 21A130-71(3) и 21A280-7-1(3) показаны на рис. 2.50.

Все оборудование представляет собой горизонтальную конструкцию и смонтировано на раме. Несущей конструкцией являются маслоохладитель и маслосорбник.

Компрессорный агрегат 2A350-7-1(3) показан на рис. 2.51. Несущей конструкцией являются маслоотделитель с маслосорбником. Агрегат 2AH130-7-7 (см. рис. 2.54) имеет аналогичную конструкцию.

Винтовые компрессорные агрегаты A1400-7-3 и 21A1600-7-1 показаны на рис. 2.52 и 2.53. Агрегат 21A1600-7-1 выполнен с вертикальным маслоотделителем, нижняя часть которого является маслосорбником. Все оборудование установлено на сварной раме. Аналогичную конструкцию имеют винтовые компрессорные агрегаты 21A1600-7-3, 21A800-7-1, 21A800-7-3 и 21AH600-7-7. Судовой винтовой компрессорный агрегат 5BX-350/5ФС показан на рис. 2.55. Винтовой компрессорный агрегат имеет горизонтальный и вертикальный маслоотделители, во всех компрессорных

2.11. Основные характеристики высоко- и среднетемпературных аммиачных винтовых компрессорных агрегатов

Характеристики	21A130-7-1	21A130-7-3	21A280-7-1	21A280-7-3	2A350-7-1	2A350-7-3	21A800-7-1	21A800-7-3	21A1600-7-1	21A1600-7-3	AI400-7-35
Холодопроизводительность ¹ , кВт	314	150	635	300	984	424	1710	848	3536	1750	1750
Потребляемая эффективная мощность ² , кВт	60,3	49	112	90,5	173	129	300	250	615	517	517
Марка компрессора	21BX130 B21BX280 B21BX280 BX350 21BX800 BX1400										
Установленная мощность электродвигателя, кВт	75	55	132	132	200	160	400	315	800	630	630
Тип маслонасоса	Шестеренный	4,5	4,5	4,5	5,5	5,5	7,5	Винтовой	15	15	Шестеренный 400
Производительность маслонасоса ⁴ , л/мин	60	60	100	100	120	120	200	400	400	800	800
Количество направляемого масла, кг	50	50	100	100	100	100	100	200	200	300	300
Унос масла (максимальный), г/ч	3,0	3,0	6,0	6,0	7,0	12,0	24	24	56,6 (61,3) ³		
Объемный расход воды (максимальный), м ³ /ч	1350	1335	2385	2385	3450	3320	5900	5900	1100	9625	11030
Масса агрегата ² , кг											
Габаритные размеры агрегата ² , м											
длина	2,24		2,825			2,9	4,2		5,2	4,08	
ширина	1,0		1,03			1,15	1,25		1,95	1,77	
высота	1,5		1,42			2,2	3,0		3,0	3,11	
Диапазон регулирования холодопроизводительности, %	100...40		100...40			100...20	100...20		100...15	100...15	

¹ Холодопроизводительность и потребляемая мощность агрегатов исполнения 7-1 приведены при условиях $t_0 = 15^\circ\text{C}$; $t_k = 35^\circ\text{C}$ при переохлаждении 0°C и перегреве 5°C ; агрегатов исполнения 7-3 при $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$ при переохлаждении 0°C и перегреве 5°C .

² Масса и габаритные размеры приведены без учета электрической системы управления.

³ В скобках указан расход воды (максимальный) с учетом расхода воды на охлаждение электродвигателя компрессора.

⁴ Производительность масляного насоса приведена при температуре масла $\chi\Delta 30^\circ\text{C}$ и разности давлений $0,5\text{ МПа}$.

Примечание. Предусмотрены исполнения агрегатов 22A1600-7-3 и 1A1400-7-3 с повышенной установленной мощностью электродвигателей.

2.12. Технические характеристики поджимающих аммиачных винтовых компрессорных агрегатов

Параметр	2АН130-7-7 (6)	21А410-7-7 (21АН170-7-7)	21АН300-7-7	21АН600-7-7
Холодопроизводительность, кВт	162	171	318	628
Потребляемая эффективная мощность, кВт	46,2	44,5	83	156
Марка компрессора	BX30-2-7	21BX410-7-7	BX300-7-7	BX1400-7-7
Установленная мощность электродвигателя компрессора, кВт	55	75	160	200
Производительность маслонасоса, л/мин	80	80	160	300
Количество заправляемого масла, кг	130	130	230	400
Унос масла (максимальный), г/ч	80	100	100	200
Установленная мощность электродвигателя маслонасоса, кВт	2,2	2,2	5,0	7,5
Объемный расход воды (максимальный), м ³ /ч	6,0	6,0	10,0	32
Масса агрегата, кг	2525	2380	4000	5690
Габаритные размеры агрегата, м				
длина	2,9	2,65	3,3	4,25
ширина	1,05	1,18	1,4	1,45
высота	1,9	1,96	2,485	3,3
Диапазон регулирования холодопроизводительности, %	100...20	100...20	100...20	100...20

агрегатах предусмотрен маслоохладитель с водяным охлаждением.

Унос масла зависит от конструкции маслоотделителя, массовой скорости паромасляной смеси в нем и свойств масла. Величина уноса масла изменяется незначительно и не превышает 0,1 кг/ч [33].

В процессе регулирования холодопроизводительности мощность компрессора изменяется непропорционально ей (рис. 2.56). Однако потери мощности при данном способе регулирования существенно меньше, чем при регулировании другими способами (перепуск газа с нагнетания на всасывание, дросселирование на всасывании и др.).

Винтовой холодильный компрессор ВХ-350 (рис. 2.57) маслозаполненный, сальниковый с плавным регулированием производительности. Корпус компрессора 2, камера всасывания 1, крышка 3 и золотник 15 выполнены из специального чугуна. Корпус 2 имеет один вертикальный разъем по цилиндру на стороне в плоскости торцов винтов.

В сборе корпус представляет собой рабочую полость с нижним расположением окна нагнетания и тремя цилиндрическими расточками. Окно всасывания расположено в камере всасывания 1 сверху. Окно нагнетания выполняется в специальных проставках, установленных в корпусе и торцами винтовой части роторов. Корпус компрессора имеет каналы, которые предназначены для подачи и всасывания масла, сливаемого из подшипников и масляных поршней. Разъем уплотняется прокладкой, установленной между корпусом 2 и камерой всасывания 1.

Роторы 10 и 14 выполнены из стали и имеют специальный профиль зуба, установлены в специальных подшипниках скольжения 5, 9, 11, 13 втулочного типа с баббитовой заливкой.

Детали компрессора изготавливают с высоким классом точности, так как рабочие зазоры между роторами и корпусными деталями должны иметь маленькие размеры. Для компрессора ВХ-350 торцевой зазор между роторами

2.13. Технические характеристики судовых винтовых компрессорных агрегатов

Параметр	5BX-350/5ФС (низкотемпературный)	5BX-350/2,6АС (высокотемпературный)	5BX-350/4АС (среднетемпературный)	6BX-700/2,66АС (поджимающий)
Температура, °С				
кипения	—25...—45	—25...5	—35...—5	—45...—25
конденсации (промежуточная) t_k ($t_{пр}$)	42	45	45	—5
Геометрическая степень сжатия ϵ_r	5	2,6	4	2,6
Диапазон регулирования производительности, %	Автоматическое, 100...25			
Максимальный унос масла, г/ч	100	120	100	220
Объемный расход воды, м ³ /ч	12,5	29	29	24,5
Максимальная температура воды, °С	32	32	32	32
Номинальная мощность электродвигателя при $n = 49,2 \text{ с}^{-1}$, кВт	160	185	185	100
Холодильный агент	R22	R717	R717	R717
Марка масла	XA 30 (ГОСТ 5546—66) XC 40 (ТУ 38-40151—73)	XA 30 (ГОСТ 5546—66)	XA 30 (ГОСТ 5546—66)	XA 30 (ГОСТ 5546—66)
Масса агрегата (сухая), кг	4330	4100	4100	5200
Габаритные размеры агрегата, мм				
длина	3400	2900	2900	3200
ширина	1000	1150	1150	1600
высота	2100	2100	2100	2100

2.14. Технические характеристики судовых винтовых компрессорных агрегатов

Показатель	A350-2-10М	1A350-2-50М	A350-2-50М
Температура, °С			
кипения	5...15	—25...—45	—25...—45
конденсации	42	42	42
Геометрическая степень сжатия ϵ_r	2,5	5	5
Диапазон регулирования производительности, %	Автоматическое, 100...15		
Номинальная мощность электродвигателя, кВт	185	160	160
Объемный расход воды, м ³ /ч	40	40	40
Масса агрегата (сухая), кг	4550	4550	4550
Габаритные размеры агрегата, мм			
длина	2900	2900	2900
ширина	1150	1100	1200
высота	2175	2175	2175

Примечание. Агрегат A350-2-50М имеет систему промежуточного подсоса для работы в составе холодильных установок с двукратным дросселированием.

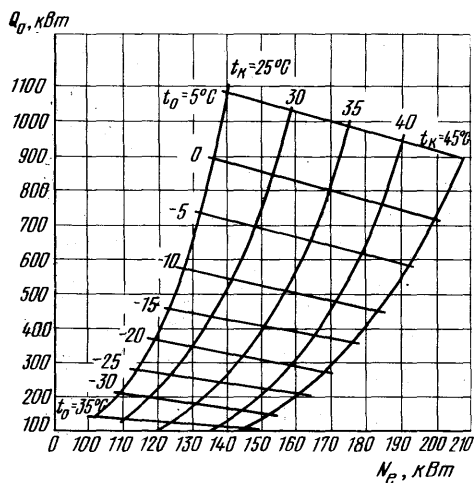


Рис. 2.40. Изменение холодопроизводительности аммиачных компрессорных агрегатов 21А139-7-1(3), 21А280-7-1(3), 2А350-7-1(3), 21А800-7-1(3) и 21А1600-7-1(3)

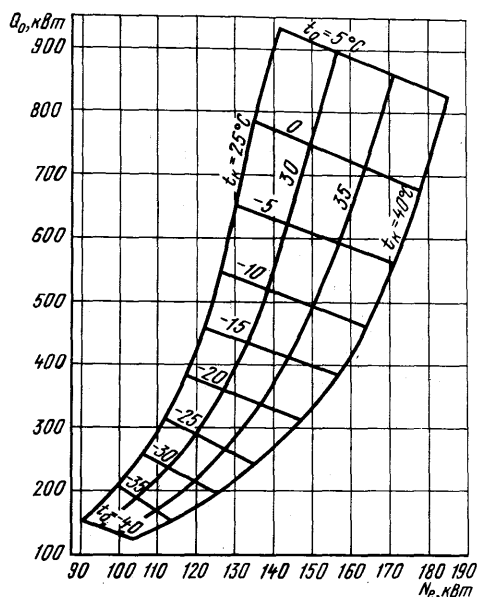


Рис. 2.41. Изменение холодопроизводительности компрессорных агрегатов 21А130-7-1(3) ÷ 21А1600-7-1(3) при работе на R22

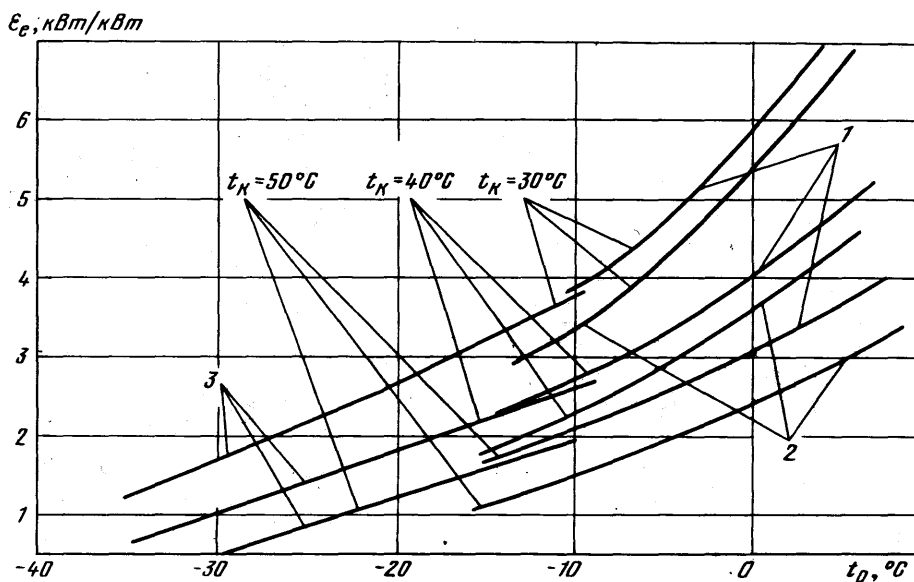


Рис. 2.42. Изменение эффективного холодильного коэффициента ϵ_e аммиачных компрессорных агрегатов:
1 — 2А350-7-1, 21А280-7-1, 21А1600-7-1; 2 — 21А130-7-1; 3 — 2А350-7-3, 21А280-7-3, А1400-7-3; 21А130-7-3

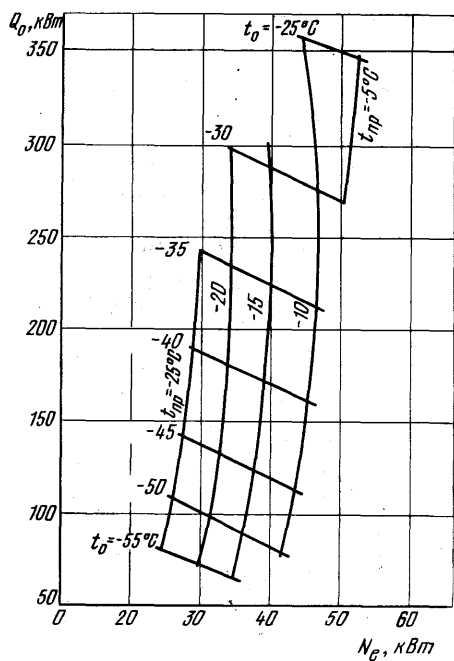
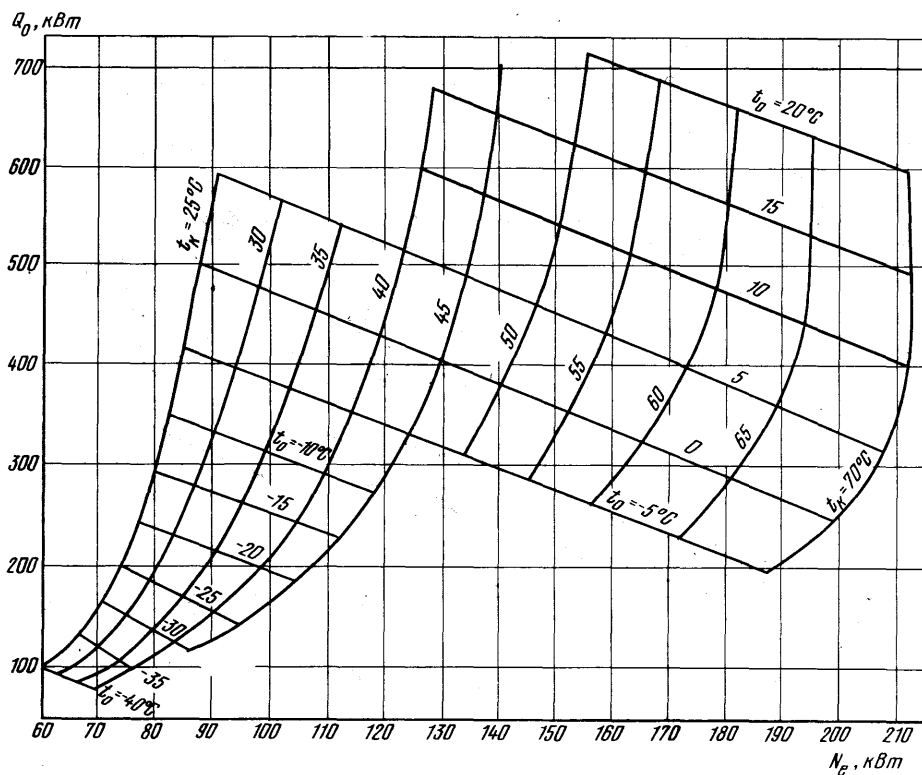


Рис. 2.43. Изменение холодопроизводительности и эффективной мощности поджимающего аммиачного компрессорного агрегата 21АН170

Рис. 2.44. Изменение холодопроизводительности и потребляемой мощности поджимающих винтовых компрессорных агрегатов на R12: $\Delta t_{пр} = 15^\circ\text{C}$, $\Delta t_{по} = 5^\circ\text{C}$, $n = 2950$ об/мин; холодильный агент R12 ($\Delta t_{пр} = 15^\circ\text{C}$, $\Delta t_{по} = 45^\circ\text{C}$, $K_Q = 1,41$, $t_0 = 0^\circ\text{C}$, $t_k = 65^\circ\text{C}$)

Параметр	21A130	21A280	2A350	21A800	21A1600
V_h , м ³ /ч	308	652	800	1750	3500
K_Q	0,335	0,75	1	1,94	3,88
K_N	0,36	0,75	1	1,84	3,68



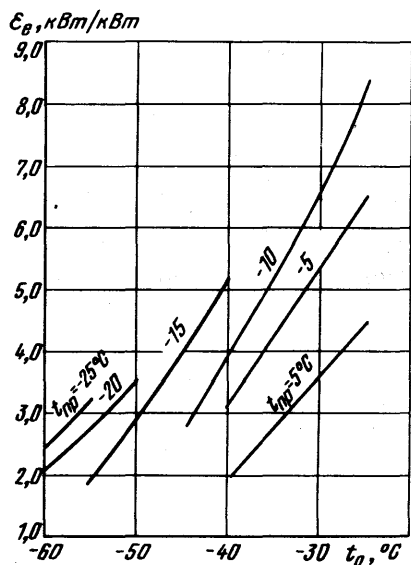


Рис. 2.45. Изменение эффективного холодильного коэффициента ε_e аммиачного поджимающего компрессорного агрегата 21АН170

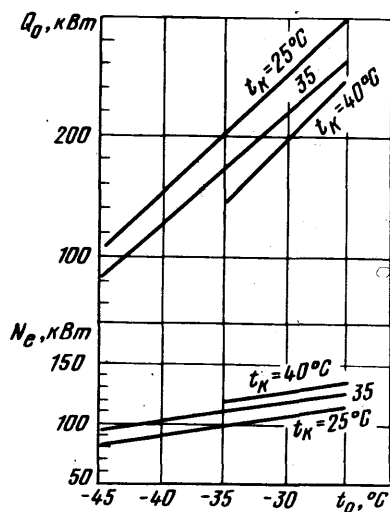


Рис. 2.46. Зависимость холодопроизводительности и потребляемой мощности винтового компрессорного агрегата 5BX-350/5ФС от температуры кипения (R22; масло ХА 30; $\varepsilon_r = 5$; $n_1 = 49,2 \text{ с}^{-1}$); значения приведены без учета переохлаждения и перегрева. Температура масла на входе от 30 до 40 °С. Среднее количество масла, подаваемого в компрессор, соответствует значениям, приведенным на рис. 2.32

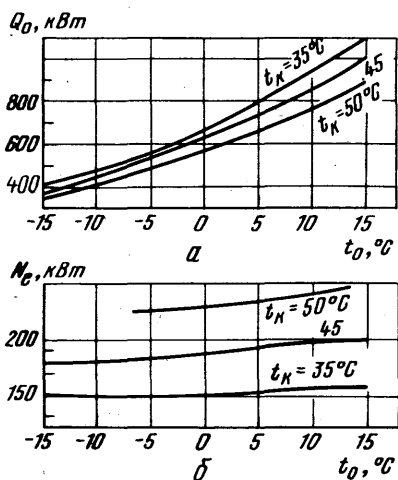


Рис. 2.47. Холодопроизводительность (а) и потребляемая мощность (б) винтового холодильного компрессора ВХ350-2-1 (R22); $\varepsilon_r = 2,6$; $u_1 = 31,4 \text{ м/с}$) винтового судового холодильного компрессорного агрегата А350-2-10М

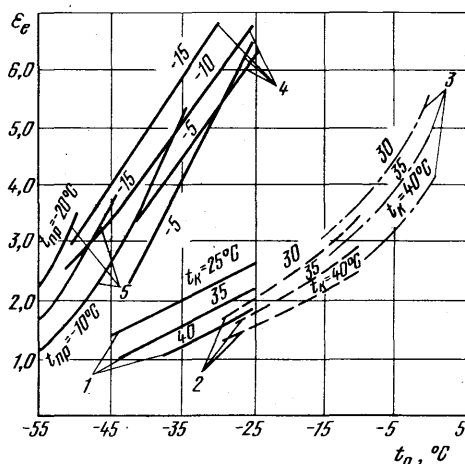


Рис. 2.48. Зависимость эффективного холодильного коэффициента от температуры кипения: 1 — 5BX-350/5ФС; 2 — 5BX-350/4АС; 3 — 5BX-350/2,6АС; 4 — 6BX-700/2,6АС; 5 — ВХ-1400.

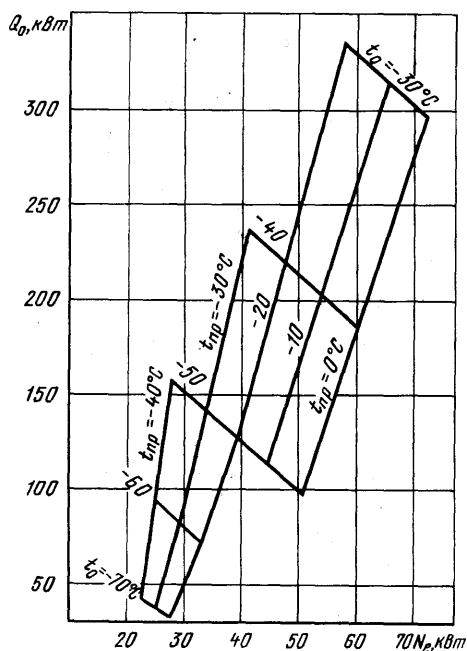


Рис. 2.49. Холодопроизводительность и потребляемая мощность поджимающего компрессора на R22 типа BX 350

и корпусом на стороне нагнетания составляет 0,05...0,08 мм, на стороне всасывания — 0,42...0,75 мм, радиальный максимальный зазор между роторами и корпусом — 0,057...0,193 мм, профильные зазоры в нормальном сечении между роторами принимают макси-

мальные значения 0,05...0,170 мм в зависимости от взаимного расположения роторов [23].

Осевые усилия, действующие на роторы, воспринимаются масляными поршнями 6 и 8, сдвоенными радиально-упорными подшипниками 4 и 7. Подшипники, установленные в стаканах с диаметральной зазор, не воспринимают радиальных нагрузок.

Золотниковый регулятор производительности позволяет регулировать производительность компрессора в пределах от 100 до 15 % с изменением потребляемой мощности. Золотник перемещается вдоль оси роторов в направляющей цилиндрической расточке, расположенной между цилиндрами роторов под их средней линией. Золотник предназначен также для разгрузки пуска. Продольное перемещение его осуществляется посредством электропривода с помощью штока 18 или гидравлического поршня. Изменение потребляемой мощности компрессора в зависимости от изменения холодопроизводительности показано на рис. 2.49.

Концевое уплотнение компрессора с одним плавающим графитовым кольцом (рис. 2.58) предотвращает утечки холодильного агента по валу привода компрессора. Корпус уплотнения заполнен маслом как во время работы, так и во время стоянки компрессора. Применяют также концевые уплотнения с двумя графитовыми кольцами без манжеты 6 и другие конструкции. Концевое уплотнение состоит из кор-

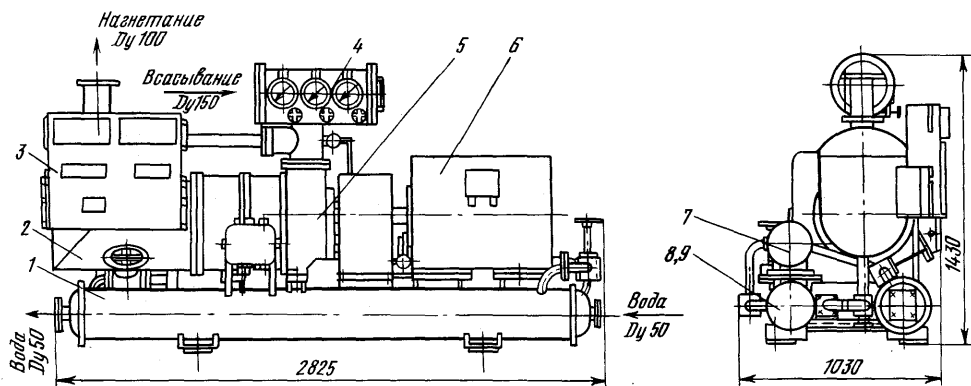


Рис. 2.50. Габаритный чертеж аммиачных компрессорных агрегатов 21A280-7-1(3):

1 — маслоохладитель; 2 — маслоотделитель; 3 — комплексная система автоматики типа КСА; 4 — газовый фильтр; 5 — винтовой компрессор; 6 — электродвигатель; 7 — маслоснасос; 8 и 9 — масляные фильтры

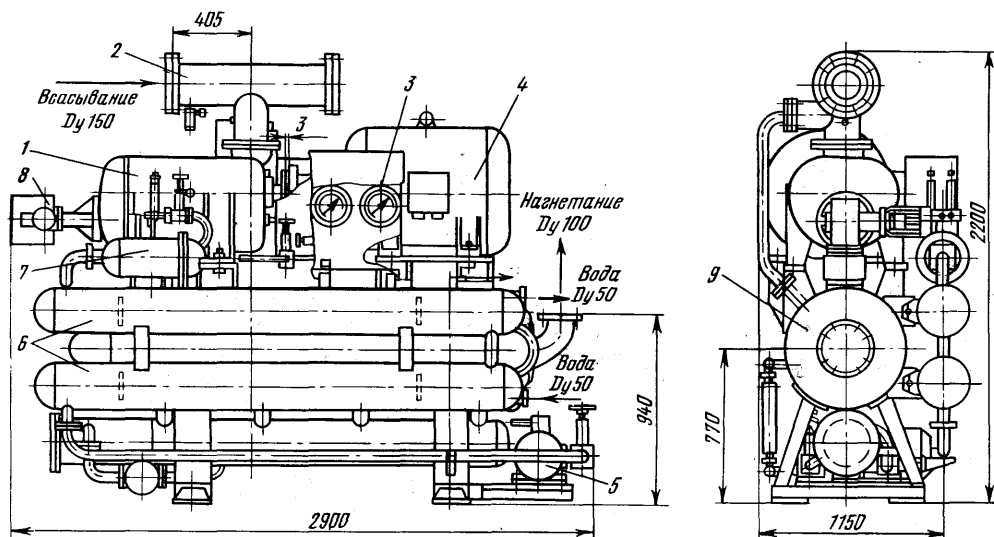


Рис. 2.51. Габаритный чертеж аммиачных компрессорных агрегатов 2A350-7-1(3):

1 — винтовой компрессор; 2 — газовый фильтр; 3 — система управления А-80; 4 — электродвигатель компрессора; 5 — масляный насос; 6 — маслоохладитель; 7 — масляный фильтр; 8 — электрический механизм привода золотника; 9 — маслоотделитель с маслосборником

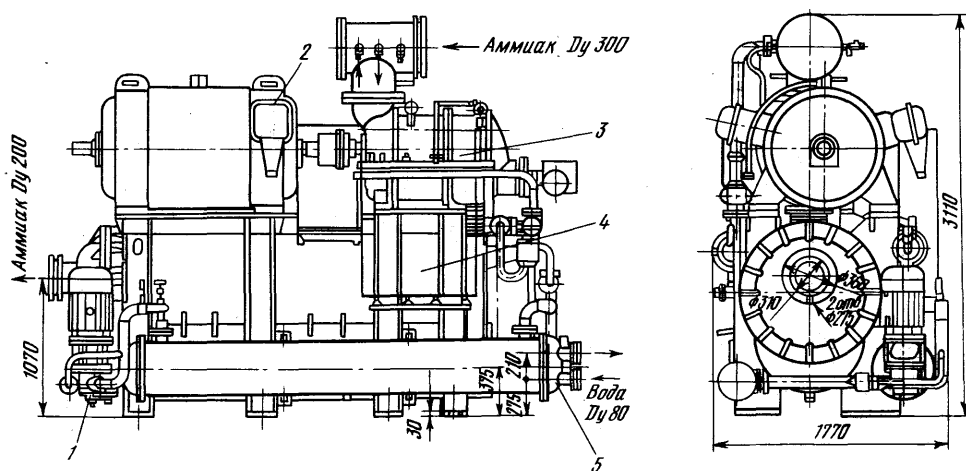


Рис. 2.52. Габаритный чертеж аммиачного компрессорного агрегата А1400-7-3:

1 — маслонасос; 2 — электродвигатель компрессора; 3 — винтовой компрессор; 4 — маслоотделитель; 5 — маслоохладитель

пуса 1, неподвижной втулки 10, графитового кольца 9, вращательного упорного диска 2, закрепленного на валу штифтом 5, манжеты 6, которая прижимается к валу пружиной 7. Корпус 1 уплотняется резиновыми кольцами. Для крепления манжеты в корпусе предусмотрено кольцо 8. Масло подается

в полость концевой уплотнения через жиклер 3, который поддерживает давление масла в полости на 30...50 кПа (0,3...0,5 кгс/см²) больше, чем давление газа на всасывании. Масло из полости концевой уплотнения через зазор между валом и манжетой уходит во всасывающую полость компрессора. Во время

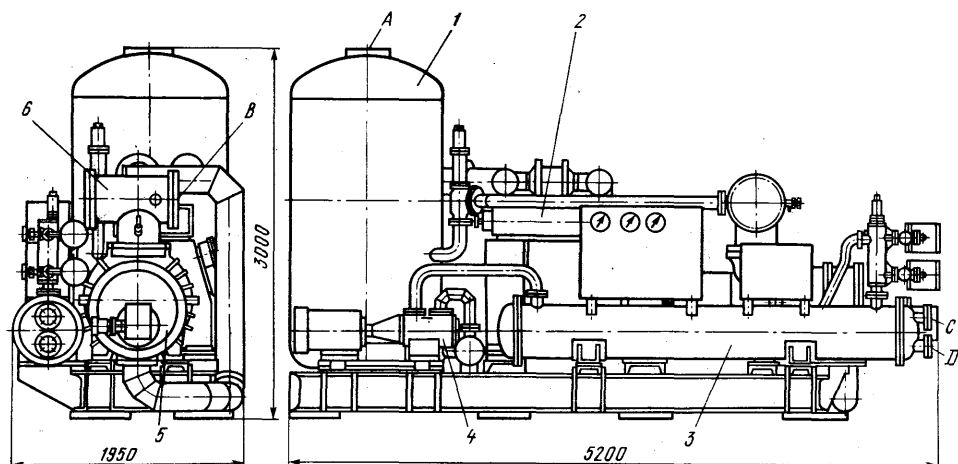


Рис. 2.53. Габаритный чертеж аммиачных компрессорных агрегатов 21A1600-7-1 (3), 21AH600-7-7:

1 — масляный насос; 2 — электродвигатель компрессора; 3 — маслоотделитель; 4 — компрессор; 5 — винтовой компрессор; 6 — газовый фильтр

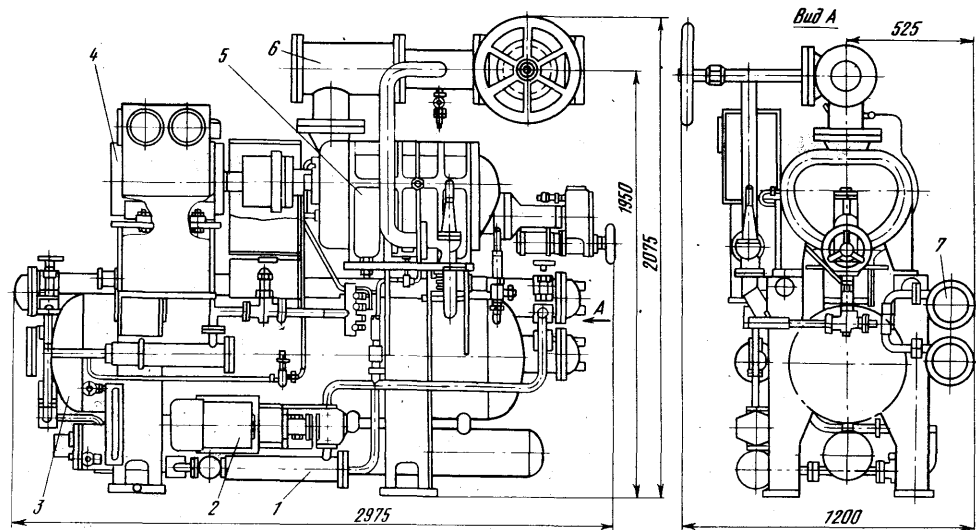


Рис. 2.54. Габаритный чертеж поджимающего аммиачного компрессорного агрегата 2AH130-7-7 (6):

1 — маслоотделитель; 2 — масляный насос; 3 — электродвигатель компрессора; 4 — фильтр масляный; 5 — винтовой компрессор; 6 — фильтр газовый; 7 — маслоохладитель

стоянки манжета 6 предотвращает проход газообразного хладагента в масляную полость концевго уплотнения вала и в окружающую среду.

Бессальниковые компрессорные агрегаты. Горизонтальные компрессорные отечественные агрегаты, изготовленные

и испытанные, показаны на рис. 2.59. Электродвигатель установлен на стороне нагнетания и находится в паромасляной среде. Компрессор представляет собой моноблок совместно с масляной системой.

Винтовой бессальниковый компрессор-

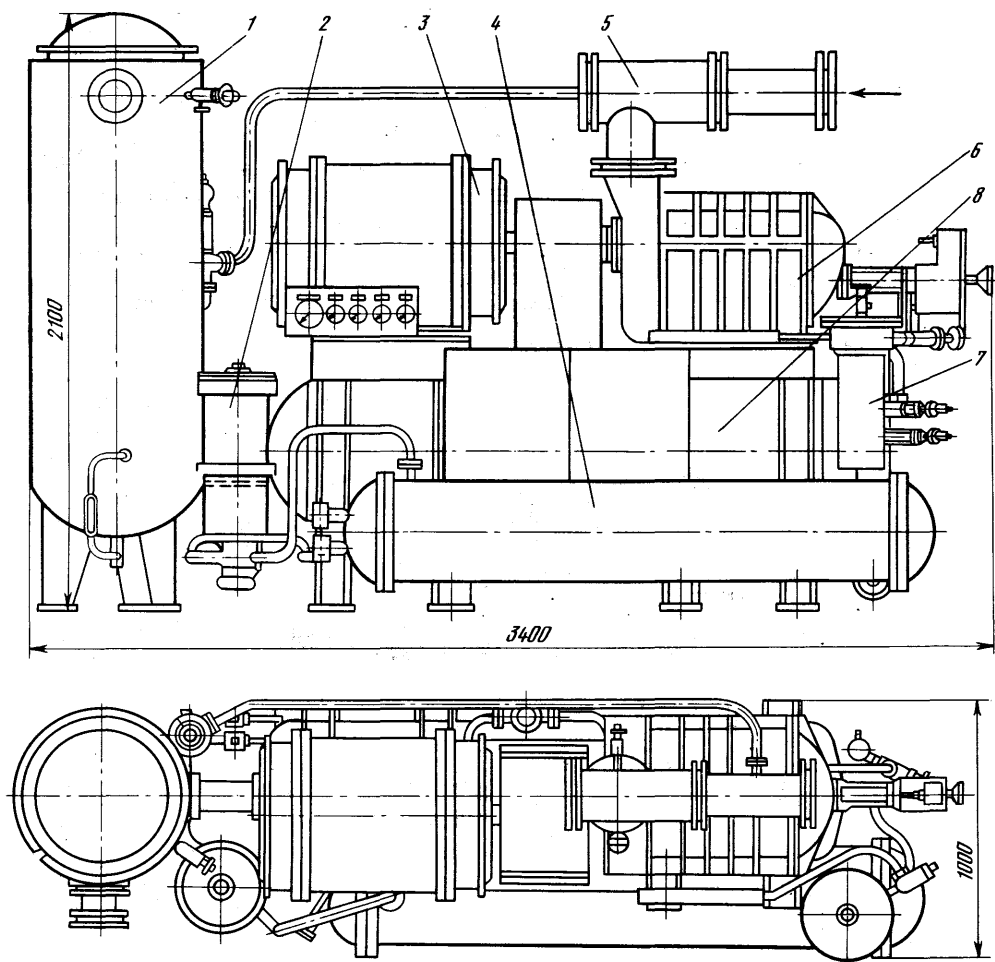


Рис. 2.55. Судовой компрессорный агрегат 5BX-350/5FC:

1 — маслоотделитель второй ступени; 2 — масляный насос; 3 — электродвигатель компрессора; 4 — маслоохладитель; 5 — фильтр газовый; 6 — винтовой компрессор; 7 — фильтр масляный; 8 — маслоотделитель первой ступени

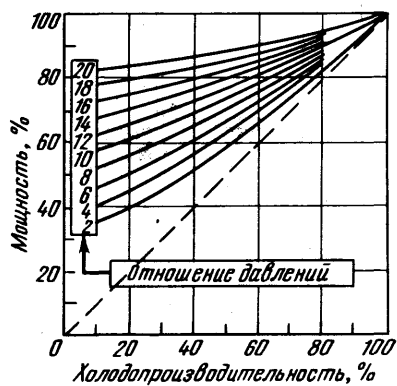


Рис. 2.56. Изменение мощности винтового компрессора при регулировании холодопроизводительности

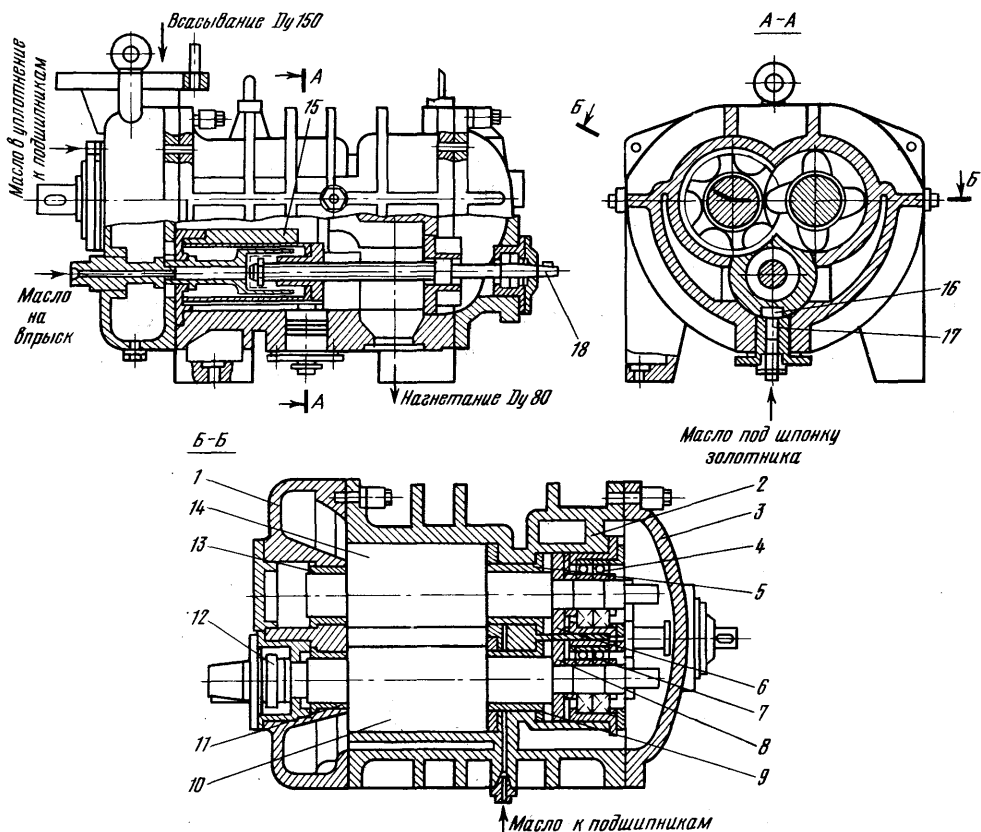


Рис. 2.57. Винтовой холодильный маслозаполненный компрессор типа ВХ-350:

1 — камера всасывания; 2 — корпус; 3 — крышка; 4, 7 — подшипники радиально-упорные; 5, 9, 11, 13 — подшипники скольжения; 6, 8 — масляные поршни (думмисы); 10, 14 — роторы; 12 — сальник; 15 — золотник регулятора производительности; 16 — шпонка; 17 — упорный винт; 18 — шток

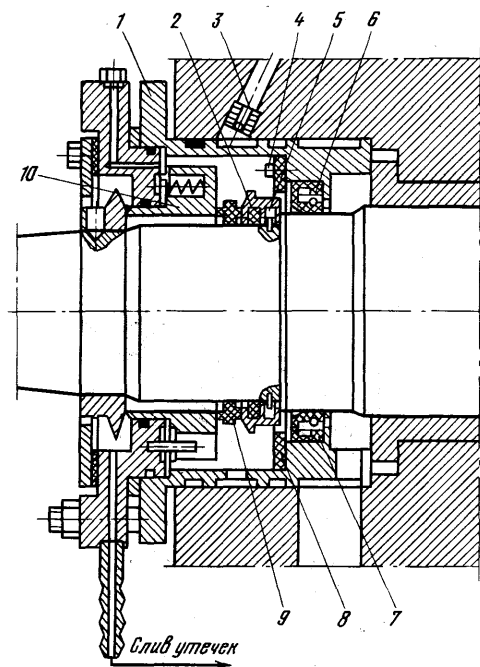


Рис. 2.58. Уплотнение винтового холодильного компрессора типа ВХ-350:

1 — корпус; 2 — упорный диск; 3 — жиклер; 4 — болт; 5 — штифт; 6 — манжета; 7 — пружина; 8 — кольцо; 9 — графитное кольцо; 10 — втулка

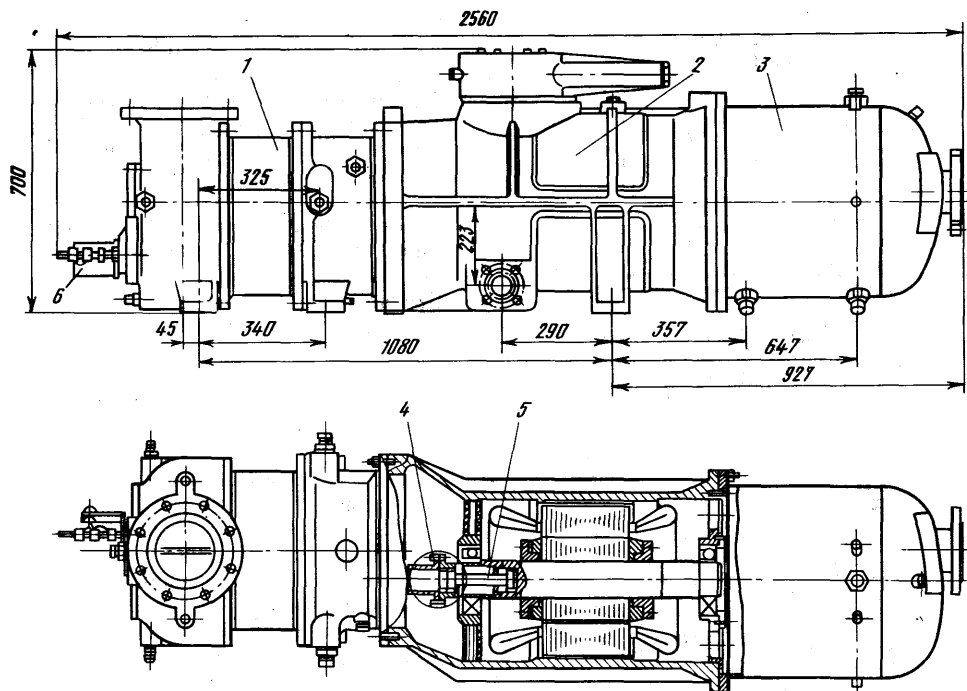


Рис. 2.59. Бессальниковый винтовой компрессор типа 21ВБ280-2-1:

1 — компрессор; 2 — электродвигатель; 3 — маслоотделитель; 4 — муфта; 5 — вал муфты; 6 — регулятор гидравлического привода золотника

ный агрегат фирмы Dunham — Bush (США) (см. рис. 2.64) имеет электродвигатель, установленный на стороне нагнетания. Масляная система располагается отдельно [8].

Фирмы Bitzer (ФРГ) и Hitachi (Япония) выпускают бессальниковые винтовые компрессоры с электродвигателем, установленным на стороне всасывания, масляная система размещена отдельно [8].

Бессальниковые винтовые компрессоры имеют значительные преимущества перед сальниковыми: компактность конструкции, меньшая масса, высокая надежность из-за отсутствия сальника и хороших условий охлаждения электродвигателя, гарантированная центровка приводных валов компрессора и электродвигателя, высокая степень герметичности, меньшие уровни шума и вибрации.

Судовые бессальниковые винтовые компрессорные агрегаты. Винтовые агрегаты высокотемпературные 21ВБ50-2-1, 21ВБ50-2-1 ОМ4, 21ВБ100-2-1 ОМ4

и низкотемпературные исполнения 2-5 [19, 21] имеют вертикальное исполнение (рис. 2.60). Они состоят из компрессора, встроенного электродвигателя, маслосборника, двух маслофильтров, гидросистемы и газового фильтра. Все элементы, кроме 2-го маслофильтра, заключены в корпус. Компрессор — винтовой бессальниковый; роторы имеют асимметричный профиль зуба с эвольвентным участком. Ведущий ротор (с 6 зубьями) соединен с электродвигателем через зубчатую муфту. Всасывающее окно компрессора имеет только радиальную часть. Всю осевую нагрузку воспринимают радиально-упорные конические подшипники и масляные поршни. Электродвигатель асинхронный, встроенный, в хладономаслостойком исполнении. Маслонасос — шестеренный, встроенный, с приводом от электродвигателя. Шестерни насоса косозубые.

В конструкции маслоотделителя предусмотрены две степени отделения. Первая степень представляет собой цилин-

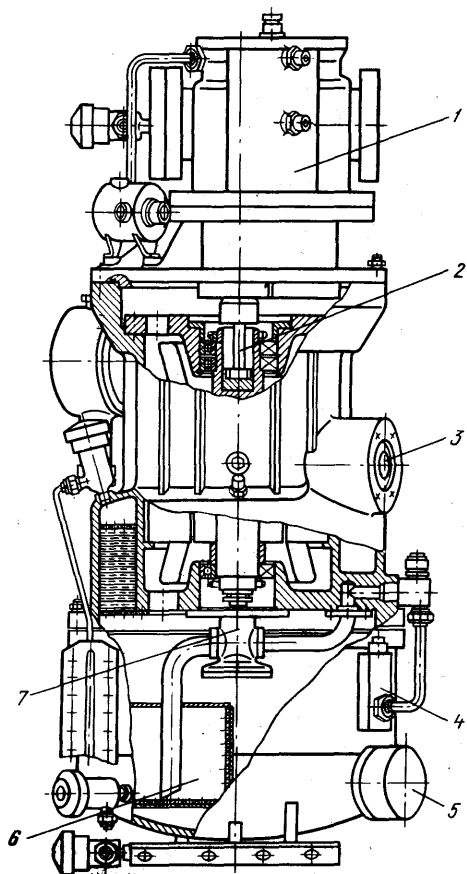


Рис. 2.60. Общий вид судового бессальникового компрессора 21B5100-2-1OM4:
1 — компрессор; 2 — муфта; 3 — нагнетательный патрубок; 4 — клемник; 5 — подогреватель; 6 — фильтр; 7 — маслонасос

дрический сосуд, где отделение масла происходит за счет центробежных сил, действующих на поток после прохождения части потока между статором и ротором, а также силы тяжести, действующей на крупные капли масла.

Вторая ступень представляет собой пакет сеток в сегментных кольцевых окнах корпуса электродвигателя, где происходит укрупнение капель масла и их осаждение.

В компрессорах применены новые подшипники качения повышенной грузоподъемности и долговечности [6]. Первый маслофильтр установлен в нижней части маслосборника и служит для грубой очистки масла. Второй маслофильтр представляет собой обечайку,

заполненную пакетом сеток, и служит для тонкой очистки масла.

Гидросистема состоит из блока электромагнитных клапанов для регулирования подачи масла, трубопроводов масла, исполнительного механизма в виде гидроцилиндра, указателя положения золотника.

Газовый фильтр состоит из корпуса в виде обечайки, в котором находятся сетки.

Бессальниковые компрессорные агрегаты типов 21B550 и 100 выполнены с учетом изобретений.

Основные технические характеристики судовых винтовых бессальниковых компрессорных агрегатов представлены в табл. 2.15.

Судовой винтовой бессальниковый компрессорный агрегат 21B5100-2-1OM4 и его характеристики (холодопроизводительность, электрическая мощность и холодильный электрический коэффициент в зависимости от изменения температуры кипения и конденсации при работе на R22 и масле XC 40) показаны на рис. 2.60...2.63; агрегат фирмы Dunham — Bush — на рис. 2.64.

Основные узлы и система автоматической защиты агрегатов. В маслоотделителях масло отделяется от паров

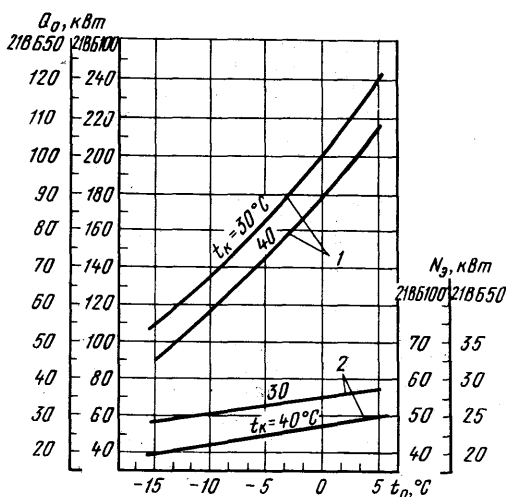


Рис. 2.61. Изменение холодопроизводительности (1) и электрической мощности (2) судовых бессальниковых винтовых компрессоров типа 21B550-2-1OM4 и 21B5100-2-1OM4 (R22; XC 40; $t_{ac} = 5...15^\circ\text{C}$; $t_u = 40...45^\circ\text{C}$; $V_u = 24,40$ л/мин; $e_r = 2,6$; $\Delta t_{kx} = 0^\circ\text{C}$; $\Delta t_{nr} = 5...15^\circ\text{C}$)

2.15. Основные технические характеристики судовых винтовых бессальниковых компрессорных агрегатов

Характеристика	21ВБ50-2-1 ОМ4	21ВБ50-2-5 ОМ4	21ВБ100-2-1 ОМ4	21ВБ100-2-5 ОМ4
Наружный диаметр роторов, $d_1 = d_2$, мм	100	100	125	125
Отношение длины роторов к диаметру L/d_1	1,0	1,0	1,0	1,0
Частота вращения шестизубого ротора n_2 , c^{-1}	49	49	49	49
Теоретическая производительность V_h , m^3/c	0,0339	0,0339	0,0656	0,0656
Геометрическая степень сжатия ϵ_r	2,6	5,0	2,6	5,0
Наличие промежуточного подсоса	—	Есть	—	Есть
Регулирование производительности, %	100...25	100...25	100...25	100...25
Установленная мощность электродвигателя, кВт	22	22	45	45
Количество заправленного масла, кг	20	20	30	30
Унос масла (максимальный), г/ч	10	5	20	10
Количество циркулирующего масла, л/мин	30	30	40	40
Масса агрегата, кг	380	380	560	560
Габаритные размеры, м				
длина	0,580	0,580	0,560	0,560
ширина	0,680	0,680	0,730	0,730
высота	1,150	1,150	1,340	1,340
Максимальное давление нагнетания, МПа	2,0	2,0	2,0	2,0
Максимальная разность давлений, МПа	1,8	1,8	1,8	1,8

холодильного агента, как правило, вследствие многократного резкого изменения направления и скорости потока, а также в фильтрующих элементах (сетка, ткань, насадка и др.). Попереч-

ное сечение маслоотделителя выбирают с таким расчетом, чтобы скорость потока не превышала $0,6 \text{ м}^3/\text{с}$.

Маслоохладители, как правило водяного охлаждения, представляют собой теплообменные кожухотрубные аппараты, в которых по трубам циркулирует вода. В некоторых зарубежных агрегатах используют маслоохладители с охлаждением масла кипящим холодильным агентом.

Маслонасос состоит из электродвигателя, упругой муфты и насоса с перепускным клапаном. Насосы могут быть шестеренными, винтовыми и центробежными, сальниковыми и герметичными.

Масляный фильтр тонкой очистки установлен на линии подачи масла в подшипники и в концевых уплотнениях вала. В компрессорном агрегате обычно предусмотрены один или два фильтра. Наибольший размер частиц, проходящих через фильтр, не превышает $0,015...0,025 \text{ мкм}$.

Газовый фильтр состоит из сварного корпуса с сеточной вставкой. Вставка имеет форму цилиндра с двумя торцевыми крышками, к которым прикреплена тонкая сетка из проволоки. Сеточная

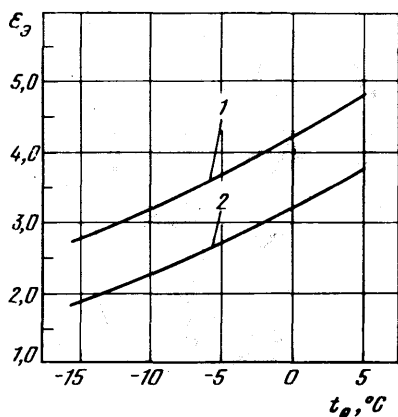


Рис. 2.62. Изменение электрического холодильного коэффициента ϵ_3 судовых бессальниковых винтовых компрессоров 21ВБ50-2-1ОМ4 и 21ВБ100-2-1ОМ4 (R22; ХС 40; $t_{вс} = 5...15^\circ\text{C}$; $t_m = 40...45^\circ\text{C}$; $V_m = 24,40 \text{ л/мин}$; $\epsilon_r = 2,6$):

1 — $t_k = 30^\circ\text{C}$; 2 — $t_k = 40^\circ\text{C}$

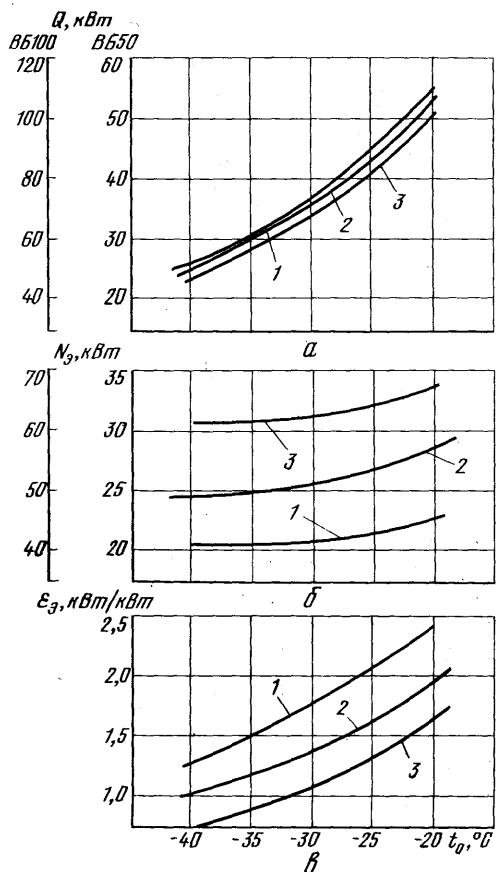


Рис. 2.63. Изменение холодопроизводительности (а), электрической мощности (б) и электрического холодильного коэффициента (в) судовых бессальниковых низкотемпературных винтовых компрессоров 21ВБ50-2-5ОМ4, 21ВБ100-2-5ОМ4 (R22; $t_{\text{вс}} = 3^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{м}} = 40...42^{\circ}\text{C}$; $V_{\text{м}} = 24,40$ л/мин; $\varepsilon_{\text{с}} = 5$; $t - t_{\text{к}} = 30^{\circ}\text{C}$; 2 — $t_{\text{к}} = 40^{\circ}\text{C}$; 3 — $t_{\text{к}} = 50^{\circ}\text{C}$

вставка не пропускает частиц размером более 0,2 мм.

Перепускной предохранительный клапан устанавливают на стороне нагнетания компрессора, чтобы предотвратить превышение допустимого давления (см. рис. 2.39).

Система автоматической защиты предназначена для отключения электропривода в следующих случаях: превышение допустимых значений давления и температуры холодильного агента на нагнетании и температуры масла на

входе в компрессор; понижение давления холодильного агента на всасывании и температуры масла на входе в компрессор ниже допустимых величин; уменьшение разности давлений масла на входе в компрессор и холодильного агента после сжатия ниже допустимой величины; исчезновение напряжения в цепях аварийной защиты, сигнализации и управления.

Система автоматики обеспечивает автоматическое регулирование холодопроизводительности по давлению всасывания или температуре кипения (температуре жидкого теплоносителя на выходе из испарителя) и не допускает перегрузки электродвигателя компрессора.

Электродвигатель привода золотника отключается при достижении золотником крайних положений, а также при достижении предельной величины крутящего момента.

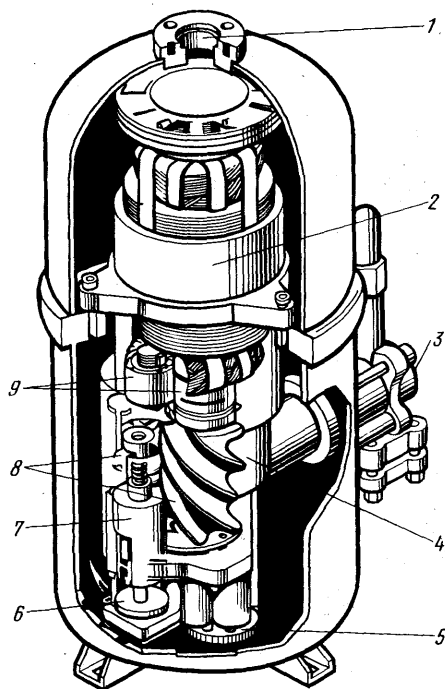


Рис. 2.64. Общий вид винтового компрессора фирмы Dunham — Bush (США):

1 — нагнетательный патрубок; 2 — встроенный электродвигатель; 3 — обратный клапан на всасывании; 4 — корпус компрессора; 5 — масляный фильтр; 6 — разгрузочный поршень; 7 — золотник регулятора производительности; 8 — ротор; 9 — подшипники

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАСЛА

В зависимости от условий работы винтового маслозаполненного компрессора применяют холодильные масла, имеющие специальные свойства: достаточно высокую кинематическую вязкость, относительно малую растворимость холодильных агентов при рабочих условиях в компрессоре, незначительное изменение вязкости при изменении температуры в рабочем диапазоне. Достаточно высокую вязкость должен сохранить и раствор холодильного агента в масле. Фирма GHH Sterkrade подразделяет холодильные масла для винтовых маслозаполненных компрессоров на три группы (табл. 2.16), включающие около 20 марок масел. Области применения отечественных холодильных масел характеризуются данными табл. 2.17.

Фирма Mayekawa рекомендует 33 марки холодильных масел со следующими свойствами: температура начала текучести от -32 до -58°C , кинематическая вязкость при 50°C составляет 14...42 сСт, температура воспламенения 162...210 $^{\circ}\text{C}$, плотность 0,835...0,92 кг/л. Фирмы Sabroe и Grasso рекомендуют

2.16. Группы холодильных масел

Группа	Кинематическая вязкость при 323 K, 10^{-6} ($\text{м}^2/\text{с}$), не ниже	Компрессор	Холодильный агент
A	16	Поджимающий	R717
B	25	Поджимающий Одноступенчатый	R12 и R22 R717
C	32	Одноступенчатый	R12 и R22

2.17. Отечественные холодильные масла для винтовых компрессоров

Масло	ГОСТ, ТУ	Компрессор	Холодильный агент
ХА 23, ХА 30	ГОСТ 5546—66	Поджимающий	R717
Жидкость 166—43 (ПМТС-5)	ТУ 6-02-990—75	Поджимающий, одноступенчатый	R22
ХА 30	ГОСТ 5546—66	Одноступенчатый	R717 и R22
ХС 40	ТУ 38-101763—83	»	То же
ХМ 35	ТУ 38-401119—75	»	R12 и R22
ХС 40	ТУ 38-101763—83	»	То же

для применения в винтовых маслозаполненных компрессорах около 20 марок различных холодильных масел. Они различаются свойствами (вязкостью, индексом вязкости, растворимостью, температурами вспышки и застывания) и рекомендуются для применения в зависимости от свойств холодильных агентов, режимов работы компрессора.

Для винтовых компрессоров предприятие VEB Kuhlautomat рекомендует следующие масла [9]: при работе на R22 — масло ХА30 (ГОСТ 5546—66, Shell clavus oil 929, Gargoyle Arctigoil 300, Suniso 46; при работе на аммиаке — масло ХА30 (ГОСТ 5546—66), KM33, TGL 14637, Shell Clavus oil 929, Gargoyle Arctic oil 300, при работе на R12 — масло KM33, Shell Clavus oil 929, Gargoyle Arctic oil 300, Suniso 4G.

Свойства масел влияют на долговечность и надежность работы винтового компрессора.

Рекомендуется периодическое обслуживание работающих компрессоров и компрессорных агрегатов в течение 15 мин через каждые 72 ч; необходимо заменять масла через первые 200 ч работы, затем через 5000 ч, после этого через каждый 15 000 ч работы компрессора.

Фирма Bitrer для сальниковых и бесальниковых винтовых маслозаполненных компрессоров при работе на хладагентах R12, R22 и R502 рекомендует масла B100, B150 и B220 и их смеси, например смесь B220 и B100 (80 и 20 % соответственно) для обеспечения нормальной работы уплотнительных эластомерных материалов. Применение масел B100 и B150 рекомендуется при охлаждении масел в маслоохладителях водой, воздухом и хладагентом. При охлаждении компрессоров путем впрыска холодильного агента рекомендуется применять масло B220.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A — межцентровое расстояние, м;
 h_1, h_2 — осевой шаг зубьев ведущего и ведомого винтов, мм;
 c_m — удельная теплоемкость масла (масляного раствора), кДж/(кг·К);
 c_o — удельная теплоемкость пара холодильного агента при постоянном объеме, кДж/(кг·К);
 c_p — удельная теплоемкость пара холодильного агента при постоянном давлении, кДж/(кг·К);
 d_1, d_2 — диаметр окружности выступов ведущего и ведомого винтов, мм;
 $d_{1вн}, d_{2вн}$ — диаметр внутренней окружности ведущего и ведомого винтов, мм;
 $d_{1н}, d_{2н}$ — диаметр начальной окружности ведущего и ведомого винтов, мм;
 F — площадь окна нагнетания, м²;
 F_k — площадь торцевого сечения расточки корпуса, м²;
 F_{12} — неуравновешенная осевая площадь боковых поверхностей зубьев ведомого винта, ограничивающих впадину, м²;
 $\overline{F}_{н2}$ — относительная неуравновешенная осевая площадь ведомого винта;
 $F_{торц}$ — площадь торцевой части окна нагнетания, м²;
 $F_{цил}$ — площадь цилиндрической части окна нагнетания, м²;
 $\dot{i}, \dot{j}_{2r}$ — площадь впадины между зубьями в торцевой плоскости ведущего и ведомого винтов, см²;
 G_a — массовая действительная производительность компрессора, кг/с;
 G_T — массовая теоретическая производительность компрессора, кг/с;
 G_m — массовый расход, циркулирующий в компрессоре, кг/с;
 H_1 — ход нарезки ведущего винта, мм;
 H_2 — ход нарезки ведомого винта, мм;
 I — момент инерции, см⁴;
 i'_1 — удельная энтальпия холодильного агента в начале сжатия в компрессоре, кДж/кг;
 i''_2 — удельная энтальпия холодильного агента в конце сжатия, кДж/кг;
 $i_{2.3}, i_{2.6}, i_{3.6}$ — удельная энтальпия холодильного агента по циклу холодильной машины, кДж/кг;
 $i_{1.2}, i_{2.1}$ — передаточное число (отношение);
 k — показатель адиабаты процесса сжатия;
 $\frac{L}{L}$ — длина винтов, м;
 $\overline{L}$ — относительная длина винтов, м;
 l — длина линии контакта винтов на величине их осевого шага, м;
 $\overline{L}$ — относительная длина линии контакта, м;
 m_2 — показатель политропы процесса сжатия в маслозаполненном компрессоре;
 $N_{a.т}$ — теоретическая мощность компрессора, кВт;

$N_{вн}$ — внутренняя мощность компрессора, кВт;
 $N_{г.м}$ — мощность, затрачиваемая на гидромеханические потери при вращении роторов в паромасляной среде, кВт;
 N_m — мощность, затрачиваемая на транспортировку масла в компрессоре, кВт;
 N_i — политропная (индикаторная) мощность, кВт;
 $N_{тр}$ — механическая мощность, кВт;
 $N_э$ — электрическая мощность электродвигателя, кВт;
 N_e — эффективная мощность компрессора, кВт;
 n_1, n_2 — частота вращения ведущего и ведомого роторов, с⁻¹;
 p_1 — давление всасывания, Па;
 p_2 — давление нагнетания, Па;
 p_{02} — промежуточное давление в цикле с промежуточным подсосом, Па;
 p_a — давление конца внутреннего сжатия, Па;
 Δp_m — перепад давлений масла, Па;
 Q_0 — холодопроизводительность компрессора, кВт;
 Q_m — теплота, отводимая маслом, кВт;
 $Q_{o.c}$ — теплота, отводимая в окружающую среду через корпус компрессора, кВт;
 q — удельная теплота, отведенная от сжимаемого пара, кДж/кг;
 $\overline{q}_0$ — относительная удельная холодопроизводительность для цикла с двукратным дросселированием, кДж/кг;
 q_0 — удельная холодопроизводительность цикла с однократным дросселированием, кДж/кг;
 q'_0 — удельная холодопроизводительность для цикла с двукратным дросселированием, кДж/кг;
 q_m — относительное количество масла, подаваемого в компрессор, кг/кг;
 q_r — удельная теплота от гидромеханических потерь, кДж/кг;
 R — радиус;
 R — газовая постоянная, кДж/(кг·К);
 r_1, r_2 — наружный радиус ведущего и ведомого винтов, м;
 r, r_0 — высота головки зуба ведущего и ведомого роторов, м;
 $r_{1н}, r_{2н}$ — радиус начальной окружности ведущего и ведомого винтов, м;
 S_T — площадь треугольной щели, м²;
 $\overline{S}_T$ — относительная площадь треугольной щели;
 T_1 — температура пара при условиях всасывания, К;
 T_2 — температура пара при условиях нагнетания, К;
 t_0 — температура кипения, °С;
 t_1 — центральный угол передней части впадины ведомого винта, град;

t_2 — центральный угол тыльной части впадины ведомого винта, град;
 t_k — температура конденсации, °C;
 $t_{пр}$ — температура конденсации (промежуточная), °C;
 Δt_m — повышение температуры масла в компрессоре, °C;
 U — окружная скорость на начальном цилиндре винта, м/с;
 u_1, u_2 — окружная скорость на внешней окружности ведущего и ведомого винтов, м/с;
 V_0 — объемная теоретическая производительность за один оборот ведущего винта, м³/с;
 $\bar{V}_0$ — относительная теоретическая производительность за один оборот ведущего винта;
 V_{01} — объемная теоретическая производительность при испытании эталонных винтов при одинаковом межцентровом расстоянии, м³/с;
 V_d — действительная объемная производительность винтового компрессора, м³/с;
 V_3 — наибольший защемленный объем, м³;
 $\bar{V}_3$ — относительный наибольший защемленный объем;
 $\bar{V}_{3.в}, \bar{V}_{3.н}$ — относительный защемленный объем на всасывании и на нагнетании;
 V_k — объем расточки корпуса, м³;
 V_m — объемное количество масла, подаваемого в компрессор, м³/с;
 $V_{п.п}$ — суммарный объем парной полости, м³;
 $V_{п.п}^{max}$ — наибольший суммарный объем парной полости, м³;
 V_T — объемная теоретическая производительность компрессора, м³/с;
 W — максимальный объем парной полости, см⁴;
 W_3 — заполненный объем, м³;
 z_1, z_2 — число зубьев (заходов) ведущего и ведомого винтов;
 α — массовая доля холодильного агента, поступающего в компрессор, кг/кг;
 α_{01} — угол между линией центров и лучом, проведенным через центр ведущего винта и вершину его зуба, в положении начала сжатия, град;
 $\alpha_{1в}$ — угол всасывания для ведущего винта, град;
 $\Delta\alpha_{1в}$ — угол перекрытия, град;
 $\alpha_{2в}$ — угол всасывания для ведомого винта, град;
 $\alpha_{1н}$ — угол нагнетания для ведущего винта, град;
 $\alpha_{2н}$ — угол нагнетания для ведомого винта, град;
 β_{01} — угол между линией центров и лучом, проведенным через центр ведущего винта и вершину его зу-

ба, в положении начала сжатия, град;
 β_n — угол наклона винтовой линии к оси зуба на делительном цилиндре, град;
 ϵ — холодильный коэффициент для цикла с однократным дросселированием;
 ϵ' — холодильный коэффициент для цикла с двукратным дросселированием;
 ϵ_r — геометрическая степень сжатия;
 $\eta_{ал.в}$ — адиабатный внутренний КПД компрессора;
 $\eta_{мех}$ — механический КПД компрессора;
 $\eta_э$ — электрический КПД электродвигателя;
 η_e — эффективный КПД компрессора;
 $\bar{\eta}_e$ — относительный эффективный КПД компрессора;
 η_{e30} — эффективный КПД компрессора, работающего на масле ХА30;
 η_{e40} — эффективный КПД компрессора, работающего на масле ХС40;
 λ — коэффициент подачи;
 $\bar{\lambda}$ — относительный коэффициент подачи;
 $\lambda_{ХА30}$ — коэффициент подачи компрессора, работающего на масле ХА30;
 $\lambda_{ХА40}$ — коэффициент подачи компрессора, работающего на масле ХС40;
 π_n — степень повышения давления;
 ρ_m — плотность масла при рабочих условиях, кг/м³;
 $\tau_{1з}, \tau_{2з}$ — угол закрутки ведущего и ведомого винтов, град;
 $\tau_{1з.пред}$ — предельный угол закрутки ведущего винта, град;
 φ — коэффициент расхода;
 φ_1 — угол поворота ведущего винта, при котором суммарный объем парных полостей достигает своего максимального значения, град;
 $\varphi_{1н}$ — угол начала сжатия, град;
 $\varphi_{1с}$ — угол сжатия, град;
 Ω — коэффициент использования объема.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анализ эффективности двухступенчатого дросселирования в схеме с одноступенчатым винтовым компрессором /А. В. Быков, И. М. Калнинь, Г. А. Канышев и др. //Холодильная техника. — 1976. — № 6. — С. 10—12.
2. Быков А. В., Калнинь И. М., Крузе А. С. Холодильные машины и тепловые насосы. Повышение эффективности. — М.: Агропромиздат, 1988. — 287 с.
3. Быков А. В., Канышев Г. А. Развитие отечественных винтовых холодильных компрессоров, агрегатов и машин //Холодильная техника, 1987. — № 1. — С. 12—17.

4. Исследование результатов испытаний винтового бустеркомпрессорного агрегата 5BX-350/2,6-IV/Г. А. Канышев, А. П. Курьянов, А. С. Устинов, Н. Ю. Давыдова//Труды ВНИИхолодмаша. — 1974. — Вып. 5. — С. 126—138.
5. Исследование эффективности рабочих процессов винтового маслозаполненного холодильного компрессора методом индцирования/Г. А. Канышев, Д. А. Вужва, А. П. Курьянов и др.//Труды ВНИИхолодмаша. Повышение эксплуатационных характеристик холодильного оборудования. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1978. — С. 18—34.
6. Заитов Л. М., Канышев Г. А., Пряхин Р. В. Исследование работоспособности подшипников повышенной грузоподъемности для винтовых холодильных компрессоров//Тематический сборник трудов ВНИИхолодмаша. — М., 1986. — С. 119—124.
7. Калнинь И. М., Шварц А. И., Зискин Г. Ф. Холодильная система с винтовым компрессором и двухступенчатым дроселированием хладагента. — Холодильная техника. — 1983, № 4. — С. 7—9.
8. Канышев Г. А. Современное состояние и тенденции развития винтовых холодильных компрессоров в СССР и за рубежом. — М.: ЦИНТИхимнефтемаша. — 1985. — С. 48.
9. Канышев Г. А., Криницкий Д. Г., Семичастный В. В. Холодильные винтовые компрессорные агрегаты А1400-7-3 и А1400-7-3//Холодильная техника. — 1987. — № 1 — С. 24—26.
10. Канышев Г. А., Криницкий Д. Г., Пряхин Р. В. Результаты испытаний винтового холодильного компрессорного агрегата холодопроизводительностью 47 кВт//Тематический сборник трудов ВНИИхолодмаша. — М., 1985. — С. 67—78.
11. Канышев Г. А., Курьянов А. П. Результаты анализа и испытаний одноступенчатого низкотемпературного холодильного винтового компрессора. — Труды ВНИИхолодмаша. Холодильное оборудование для распределительных и производственных холодильников. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш. 1975. — С. 20—40.
12. Канышев Г. А., Чистяков Ф. М. Коэффициент подачи винтового фреонового маслозаполненного компрессора//Холодильная техника. — 1979. — № 12. — С. 7—12.
13. Канышев Г. А., Чистяков Ф. М. Влияние свойств масел на энергетические характеристики фреоновых маслозаполненных винтовых компрессоров//Холодильная техника. — 1980. — № 7. — С. 6—10.
14. Освоение холодильных винтовых компрессоров/А. В. Быков, И. М. Калнинь, Г. А. Канышев и др.//Холодильная техника. — 1974. — № 2. — С. 8—12.
15. Отечественные судовые аммиачные винтовые компрессорные агрегаты/Г. А. Канышев, А. П. Курьянов, А. И. Шварц, А. Л. Верный//Холодильная техника. — 1976. — № 1. — С. 13—16.
16. Результаты испытаний холодильного винтового бессальникового компрессорного агрегата холодопроизводительностью 100 кВт/Г. А. Канышев, Д. Г. Криницкий, Р. В. Пряхин, В. В. Семичастный//Тематический сборник трудов ВНИИхолодмаша. М., 1987. — С. 97—106.
17. Результаты теплотехнических испытаний новых холодильных винтовых компрессорных агрегатов/Г. А. Канышев, А. П. Курьянов, Н. Ю. Давыдова, Э. А. Пятигорский//Труды ВНИИхолодмаша. — М.: ЦИНТИхимнефтемаша. — 1977. — С. 31—39.
18. Сакун И. А. Винтовые компрессоры. — Л.: Машиностроение. — 1970. — 400 с.
19. Винтовые компрессорные машины. Справочник/П. Б. Амосов, Н. И. Бобриков, А. И. Шварц, А. Л. Верный. — Л.: Машиностроение. — 1977. — 252 с.
20. Шварц А. И. Исследование влияния профилей зубьев ротора на энергетические показатели винтового компрессора. Автореферат канд. дис... — Л.: ЦКТИ им. Ползунова, 1972. — 22 с.
21. Разработка нового профиля зубьев роторов винтового маслозаполненного компрессора/Касуя Кацухико, Фузивара Мицуру, Мацунага Тэцудзо, Витанабе Мако-то//«Сэймицу Кочаку Кайси» Journal of the "Japan Society of Precision on Engineering" v. 53, N 4, 1987.
22. Холодильные компрессоры. Справочник под ред. А. В. Быкова. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. — С. 59—95.
23. Refrigeration equipment for fishery vessels using screw compressor. A. V. Bykov, J. M. Kalnin, G. A. Kanyshv, V. V. Katerukhin. — Preprints. International institute of Refrigeration. May 17—20, 1988, Wageningen, the Netherlands, Pays Bas.
24. Bykov A. V., Kalnin J. M., Kanyshv G. A. Research on utilizing single-stage compression in marine low-temperature "freon" refrigerating machines. G. J. F. — J. J. P. — Commissions B 2, D 3 Tokyo 1974 - 1.
25. Kanyshv G. A., Vushva D. A., Saponov V. J. Influence of viscosity of oil and its solubility with Refrigerant upon characteristics of screw compressors of the XIV international congress of refrigeration. BYV/O "VNESSHTORGIZDAT" Moscow, USSR, 1978. — p. 949.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

К этому классу компрессоров относятся многие разновидности объемных компрессоров, общим для которых является вращательное движение рабочих органов — роторов и отсутствие у них возвратно-поступательно движущихся поршней.

Среди компрессоров ротативного типа, применяемых в холодильной технике, наибольшее распространение получили винтовые компрессоры, которым в настоящем справочнике отведена отдельная глава. В главе 3 рассматриваются другие разновидности компрессоров ротативного типа: ротационные многопластинчатые; с катящимся ротором; роторно-поршневые трохонные, спиральные. Большинство этих компрессоров имеют внутреннее сжатие, чем принципиально отличаются от роторных компрессоров с внешним сжатием (шестеренные типа Рутс и другие с полностью внешним сжатием или частично внутренним).

Из перечисленных компрессоров в холодильных машинах наибольшее распространение имеют компрессоры с катящимся ротором, особенно в малых бытовых кондиционерах, а в зарубежной практике (Япония) также и бытовых холодильниках.

В последнее время вновь получили распространение многопластинчатые компрессоры, однако изменилась область их применения: прекращен выпуск бустер-компрессоров для аммиака, а в малых холодильных машинах начинают применяться компрессоры со встроенным электродвигателем, работающие на R12, R22 и R502. В самое последнее время возрос интерес к роторно-поршневым компрессорам, принципиальная особенность которых состоит в существенно отличной от круглой формы цилиндра (трохоида). Это позволяет отказаться от таких элементов конструкции, необходимых для образования замкнутой полости сжатия,

как пластины, движущиеся в пазах ротора (многопластинчатые компрессоры), или лопасти, движущиеся в пазах корпуса (компрессоры с катящимся поршнем). Уплотнительные элементы, расположенные в вершинах ротора, имеют лишь минимальное перемещение, необходимое для компенсации зазора между ротором и цилиндром. Роторно-поршневые компрессоры не получили еще большого распространения, однако их можно считать одним из перспективных типов холодильных компрессоров.

В последнее время все более широкое распространение в области малых холодильных машин (холодопроизводительностью до 30 кВт) начали получать в Японии спиральные компрессоры. Работы по освоению этих компрессоров ведутся и в ряде других стран. Эти компрессоры в отличие от роторно-поршневых или компрессоров с катящимся ротором не имеют клапанов, что предопределяет их высокую надежность и хорошие энергетические характеристики.

Компрессоры ротативного типа с внутренней степенью сжатия работают наиболее эффективно, когда она совпадает с внешним отношением давлений нагнетания и всасывания. При несовпадении внутренней и внешней степеней сжатия имеют место связанные с этим энергетические потери.

**КОМПРЕССОРЫ С КАТЯЩИМСЯ
РОТОРОМ**

В конструкциях компрессоров этого типа имеется разделительный элемент (лопасть), связанный с корпусом (цилиндром) и предназначенный для разделения полостей всасывания и нагнетания.

Наиболее распространена схема с одной лопастью, перемещающейся в пазе цилиндра (рис. 3.1) [2]. Известны также схемы с двумя лопастями, с качающейся лопастью, жестко связанной с ротором,

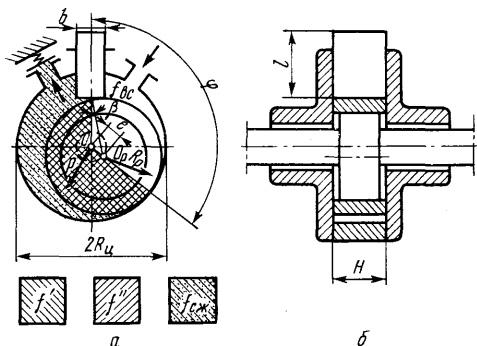


Рис. 3.1. Схема однолопастного компрессора с катящимся ротором

а — схема; б — схема зазоров

но они не получили широкого распространения.

Рабочие процессы компрессора с катящимся ротором имеют следующие основные особенности по сравнению с процессами поршневого компрессора:

объемы всасывания и сжатия по углу поворота вала у сравниваемых компрессоров изменяются по разным законам; в компрессоре с катящимся ротором процессы всасывания и сжатия протекают одновременно; в поршневом чередуются через 180° поворота вала;

компрессоры с катящимся ротором всегда прямооточные, в то время как большинство поршневых — непрямоточные.

Объем сжатия в компрессоре с катящимся ротором (см. рис. 3.1) $V_{сж} = f_{сж}H = (f' - f'')H$ изменяется с изменением угла поворота вала φ по следующему закону (без учета объема, занимаемого лопастью):

$$V_{сж} = R_p^3 K_p \left\{ \pi/360[(360 - \varphi)(\psi_p^2 + \psi_p) + \arcsin(\psi_p \sin \varphi)] + \frac{1}{2} \psi_p \sin \varphi [\varphi + \arcsin \varphi (\psi_p \sin \varphi)] \right\}, \quad (3.1)$$

где $K_p = H/D_p$; $\psi_p = 2e/D_p$ — безразмерные параметры.

Чтобы вычислить $V_{сж.д}$ (с учетом объема лопасти), необходимо из выражения (3.1) вычесть $V_{л}$, определяемый по формуле

$$V_{л} = \frac{b}{2} (1 + \sin \varphi)(1 - \cos \varphi) e H.$$

Теоретический объем всасываемого газа равен $V_{сж.д}$ при $\varphi = 0$ или $V_{вс} = 2\pi R_p^3 \psi_p K_p (2 + \psi_p)$.

Расход холодильного агента, подаваемого компрессором, можно определить, зная $V_{вс}$ и коэффициент подачи λ , так же, как и для поршневого компрессора.

К основным геометрическим размерам компрессора с катящимся ротором относятся диаметр ротора D_p , эксцентриситет e и высота цилиндра H . Для их определения должны быть предварительно выбраны безразмерные параметры ψ_p и K_p , после чего

$$D_p = V_{вс}^{1/3} \left[\frac{4}{\pi K_p \psi_p (2 + \psi_p)} \right]^{1/3};$$

$$e = \psi_p D_p / 2 \text{ и } H = K_p D_p.$$

Выбор безразмерных параметров и некоторых конструктивных размеров. К основным показателям, определяющим технический уровень компрессора, относят холодильный коэффициент, удельную материалоемкость, надежность и долговечность, уровень шума и вибраций и себестоимость компрессора. Влияние безразмерных параметров ψ_p и K_p на перечисленные показатели часто противоречиво, в связи с чем выбор их зависит от назначения компрессора, свойств предполагаемых к применению материалов, особенностей технологического процесса производства и других факторов [1].

При увеличении K_p растут перетечки пара через зазоры, ухудшаются энергетические коэффициенты компрессора, повышается стоимость его изготовления. С уменьшением K_p возрастают нагрузки в подшипниках, что снижает долговечность компрессора. Оптимальное значение K_p лежит в пределах от 0,25 до 0,75, хотя в зарубежной практике встречаются компрессоры, имеющие K_p до 1,2.

Увеличение ψ_p желательно с точки зрения увеличения рабочего объема компрессора, снижения нагрузок на подшипники, но ограничивается допустимыми величинами контактного напряжения в паре лопасть—ротор. Для компрессоров торгового холодильного оборудования оптимальные значения ψ_p составляют 0,14...0,16. Толщину лопасти b отечественных компрессоров выбирают из условия $b \geq 2e$, а в зарубежных конструкциях $b = (0,6...1,2)e$. Паз лопасти в цилиндре должен обеспечивать нормальную работу лопасти, длина которой $l = (5...10)e$. Высоту эксцентрикового подшипника выбирают на 1...3 мм меньше высоты цилиндра H .

Для предотвращения потерь от сжатия и улучшения шумовых характеристик цилиндр в зоне $340^\circ \dots 0 \dots 20^\circ$ выполняют с радиусом $R'_{ц}$, отличным от $R_{ц}$.

$$R'_{ц} = R_{ц} - (0,01 \dots 0,02) R_{ц},$$

а его центр смещают ближе к мертвой точке на величину $e' = 0,06 R_{ц}$.

Определение рабочих коэффициентов. Коэффициент подачи ротационных компрессоров определяют по формулам, справедливым для поршневых компрессоров. При определении объемного коэффициента относительное мертвое пространство принимают равным $0,02 \dots 0,03$; показатель политропы обратного расширения составляет $1,09 \dots 1,12$. Коэффициент дросселирования принимают равным 1 в связи с малыми (из-за отсутствия всасывающего клапана) дроссельными потерями.

Коэффициент подогрева для ротационных компрессоров с давлением всасывания в кожухе определяют по эмпирической зависимости [3]:

$$\lambda_w = AT_K - B(T_{1км} - T_0),$$

пользуясь (в диапазоне $30^\circ\text{C} \leq t_k \leq 50^\circ\text{C}$) следующими значениями постоянных коэффициентов: при работе на R12 $A = 2,98 \cdot 10^{-3}$, $B = 3,25 \cdot 10^{-3}$; при работе на R22 $A = 2,57 \cdot 10^{-3}$, $B = 1,06 \cdot 10^{-3}$; при работе на R502 $A = 2,75 \cdot 10^{-3}$, $B = 1,8 \cdot 10^{-3}$.

Коэффициент плотности компрессоров с катящимся ротором составляет: $0,82 \dots 0,92$ при частоте вращения 50 с^{-1} и $0,75 \dots 0,88$ при 25 с^{-1} .

В нашей стране выпускали холодильные агрегаты (с ротационными герметичными однолопастными компрессорами с катящимся ротором, имеющими синхронную частоту вращения 25 и 50 с^{-1}), требования к которым определены ГОСТ 22502—83.

Конструкция компрессоров показана на рис. 3.2 и 3.3.

Описание конструкции дано на примере компрессора ФГРС 500-1(2) с частотой вращения 50 с^{-1} .

Компрессор с электродвигателем заключены в штампованный стальной кожух. Статор электродвигателя 4-мя болтами крепится к алюминиевой (литые под

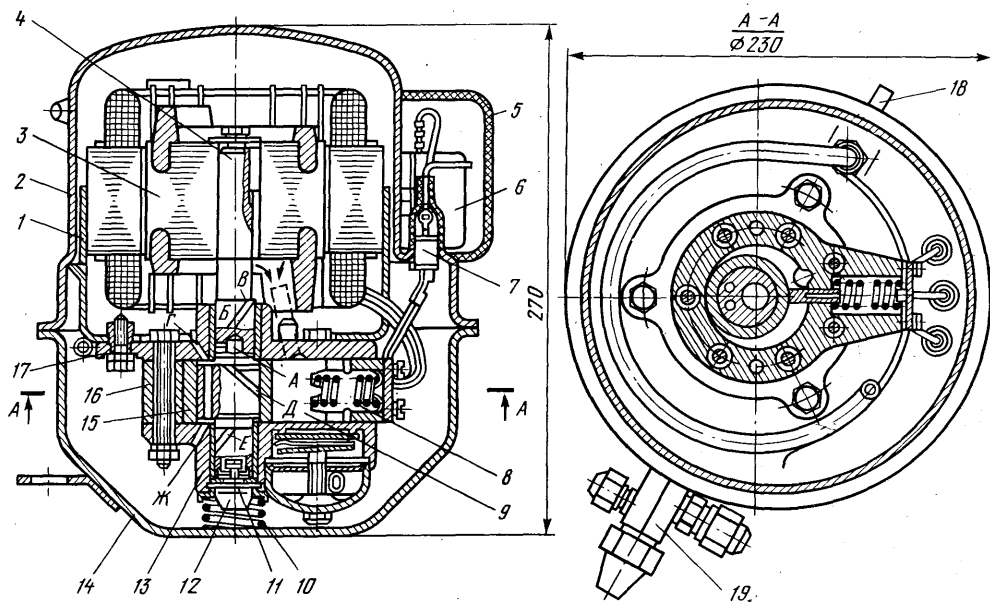


Рис. 3.2. Герметичный компрессор с катящимся ротором ФГРС 500-1 (2) с частотой вращения 50 с^{-1} :

1 — опора статора; 2 — верхний полукожух; 3 — ротор электродвигателя; 4 — эксцентриковый вал; 5 — коробка реле; 6 — пускозащитное реле; 7 — проходные контакты; 8 — пружина; 9 — лопасть; 10 — пружина; 11 — масляный насос; 12 — масляный фильтр; 13 — нижняя крышка; 14 — нижний полукожух; 15 — ротор; 16 — цилиндр; 17 — верхняя крышка; 18 — нагнетательный патрубок; 19 — всасывающий вентиль

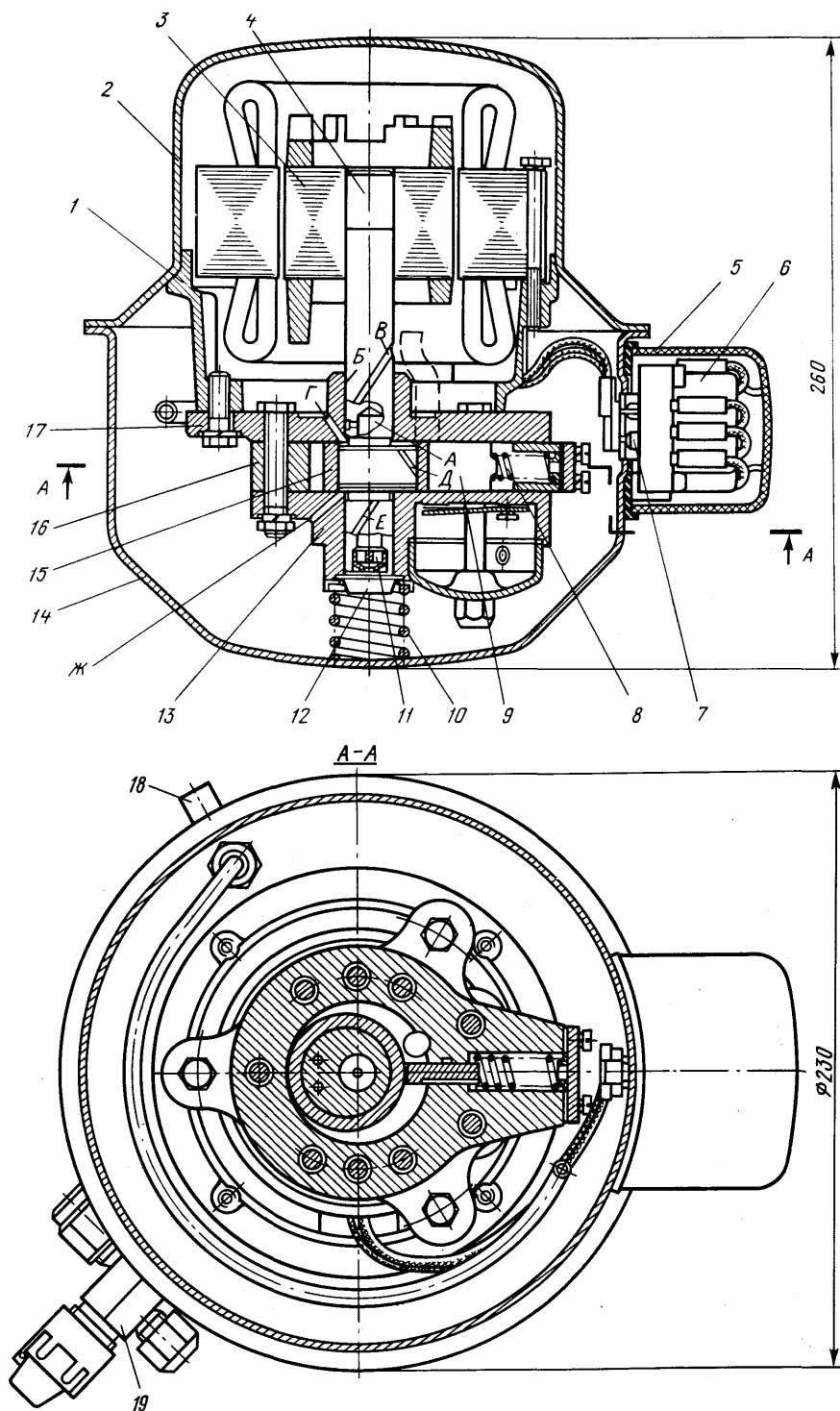


Рис. 3.3. Герметичный компрессор с катящимся ротором с частотой вращения 50 с^{-1} . Обозначения см. рис. 3.2

давлением) опоре статора 1. К ней же с нижней стороны 3-мя болтами монтируется механизм компрессора.

Пружина 10, опирающаяся на дно нижнего полукожуха 14, прижимает компрессор через опору статора к верхнему полукожуху 2 с силой, в 3—4 раза превышающей массу компрессора. Нагнетательный патрубок 18 расположен в нижнем полукожухе. Собственно компрессор состоит из верхней крышки 17, цилиндра 16, ротора 15, лопасти 9, эксцентрикового вала 4 и нижней крышки 13. Верхняя и нижняя крышки (с бронзовыми втулками или без них) служат также подшипниками эксцентрикового вала.

На вертикальный эксцентриковый вал насажен ротор электродвигателя 3. Чашка с проходными контактами 7 расположена в нижнем полукожухе. Пускозащитное реле 6 (см. табл. 3.1) надевается непосредственно на проходные контакты и прижимается крышкой реле 5.

Система смазки ротационных компрессоров принудительная. Масло из нижнего полукожуха через сетчатый фильтр 12 центробежным насосом 11 подается по центральному каналу А к верхнему подшипнику Б, а затем по

спиральной канавке В на наружной поверхности вала в опору, откуда масло по трем сверлениям Г в крышке стекает к эксцентрику вала. На наружной поверхности эксцентрика имеется спиральная канавка Д, по которой масло попадает в его нижнюю часть. Нижний подшипник смазывается маслом, подаваемым из нижнего кожуха по спиральной канавке Е вверх. Масло, сверху и снизу поступающее к нижней части эксцентрика, смазывает аксиальный подшипник высокооборотных компрессоров, образованный нижним торцом эксцентрика и нижней крышкой. В компрессорах с частотой вращения 25 с^{-1} (ФГрС 0,35; ФГрС 400) торец эксцентрикового вала опирается на упорный кольцевой подшипник, расположенный в нижней крышке и удерживающийся в ней упорным кольцом (рис. 3.2). Через отверстие в нижней крышке Ж масло сливается в нижний кожух компрессора.

Для улучшения герметизации рабочей полости компрессора предусмотрена подача небольшого количества масла в цилиндр через специальное дозирующее отверстие в верхней крышке компрессора. Масляная пленка в зазорах движущихся деталей обеспечивает смазку

3.1. Основные параметры компрессоров с катящимся ротором

Параметр	ФГр 315-1(2)	ФГр 400-1(2)	ФГр 500-1(2)	ФГр 630-1(2)	ФГр 400-1
Рабочий объем компрессора, см^3	7,0	8,5	10,68	12,96	17,95
Частота вращения, с^{-1}	50	50	50	50	25
Холодопроизводительность**, Вт	325	405	530	645	405
Марка электродвигателя	ДГ2-0,18	ДГ2-0,20	ДА0-146-250-1-1	ДА0-146-250-1-2	ДГ-0,2М
Марка пускозащитного реле	РТК-2-7	РТК-2-3	РТК-2-10* РТК-2-1	РТК-2-10* РТК-2-1	РТК-2-12
Эксцентриситет, мм	3,0	3,0	3,5	3,5	3,5
Диаметр ротора, мм	42	42	45	45	46
Диаметр цилиндра, мм	48	48	52	52	53
Высота цилиндра, мм	16,5	20,0	20,5	25,0	33,0
Диаметр эксцентрика, мм	32	32	32	32	32
Диаметр подшипников, мм	16	16	20	20	20
Приведенный эксцентриситет	0,143	0,143	0,155	0,155	0,152
Приведенная высота	0,393	0,477	0,455	0,555	0,717
Масса компрессора, кг	12,7	13,0	15,0	15,5	18,0

* В числителе указаны реле, применяемые при использовании компрессоров в агрегатах исполнения «С» (среднетемпературное), а в знаменателе — в агрегатах исполнения «В» (высокотемпературное).

** Холодопроизводительность указана при работе в режиме: $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$, $t_{\text{вс}} = 20^\circ\text{C}$, $t_{\text{и}} = 25^\circ\text{C}$.

трущихся поверхностей и создает уплотнение, снижая перетечку пара через зазоры. Эта особенность ротационных компрессоров обуславливает существенно большее, чем в поршневых, содержание масла в циркулирующем холодильном агенте.

Внутри кожуха компрессора поддерживается давление всасывания. Просос всасываемого пара через статор электродвигателя обеспечивает охлаждение его обмоток.

Разделительная лопасть прижимается к ротору пружиной и давлением пара, создаваемым в полости пружины лопасти. Специальные каналы в лопасти обеспечивают сообщение полости пружины лопасти с камерой сжатия компрессора в момент максимального выхода лопасти в цилиндр. Благодаря этому промежуточное давление в полости пружины практически постоянно и равно давлению сжатия в цилиндре при угле поворота вала $180...200^\circ$.

В ранее выпускавшихся компрессорах ФГрС 0,35-1А в отличие от компрессора ФГрС 400 и всех компрессоров с частотой вращения 50 с^{-1} три проходных контакта 7 были впаены в верхний полукожух (рис. 3.2), а пускозащитное реле 6 было прикреплено к кронштейну и закрыто крышкой.

Основные параметры герметичных компрессоров с катящимся ротором приведены в табл. 3.1, а их характеристики при работе на R12 показаны на рис. 3.4.

Герметичные ротационные однолопастные компрессоры с катящимся ротором для кондиционеров БК-1500, БК-2000 и БК-2500, выполненные по лицензии японской фирмы «Тошиба», при работе на R22 обеспечивают холодопроизводительность соответственно 1740, 2300 и 2900 В при температуре кипения $7,2 \pm 0,3^\circ\text{C}$, конденсации $54,4 \pm 0,3^\circ\text{C}$, всасываемого пара $35 \pm 1,0^\circ\text{C}$, переохлаждения $46,1 \pm 0,3^\circ\text{C}$ и окружающей среды $35 \pm 0,2^\circ\text{C}$. Для привода компрессоров применен двигатель АС 152.

Конструкция компрессора показана на рис. 3.5. В кожухе поддерживается давление конденсации. Нагнетаемый компрессором холодильный агент по трубке А направляется в одну из секций конденсатора холодильной машины, возвращается в кожух по трубке Б, проходит через зазор между статором и ротором электродвигателя, охлаждая их, и окончательно покидает кожух через трубку В. На всасывании в компрессоре установлен глушитель.

РОТОРНО-ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Трохоидный роторно-поршневой компрессор состоит из двух основных деталей корпуса и ротора (рис. 3.6) [4].

Профилирование рабочих поверхностей осуществляется таким образом, что теоретический профиль одной из них (исходный) выполняется по какой-либо

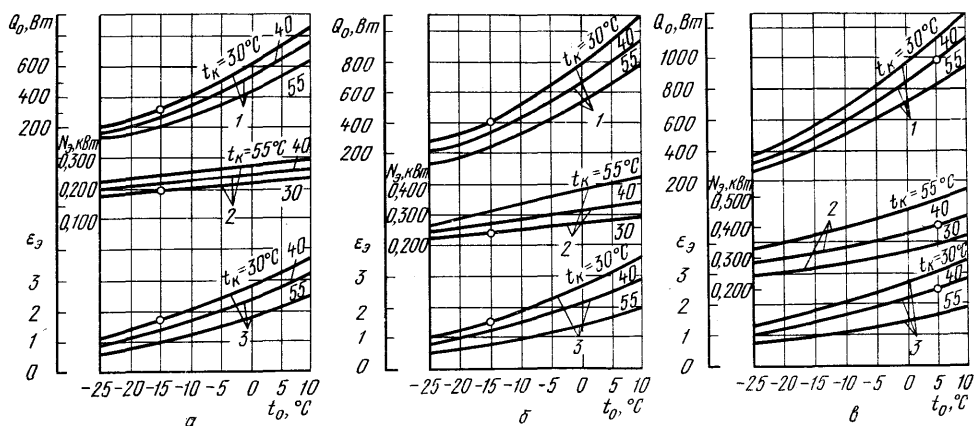


Рис. 3.4. Характеристики компрессоров с катящимся ротором при работе на R12: а — ФГр 315-1(2), б — ФГр 400, в — ФГр 500-1(2); 1 — холодопроизводительность; 2 — потребляемая мощность; 3 — холодильный коэффициент

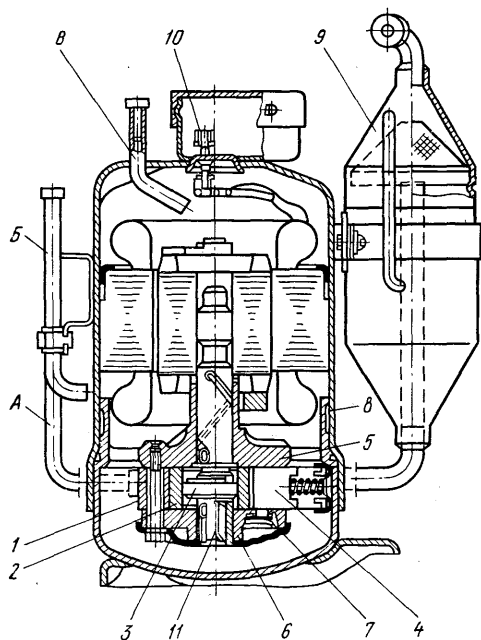


Рис. 3.5. Герметичный компрессор бытового кондиционера с частотой вращения 50 с^{-1} :

1 — цилиндр; 2 — ротор; 3 — эксцентрик; 4 — лопасть; 5 — верхняя крышка; 6 — нижняя крышка; 7 — нагнетательный клапан; 8 — кожух; 9 — глушитель шума всасывания; 10 — проходные контакты; 11 — масляный насос; А — отвод нагнетательного пара в первую секцию конденсатора; В — возврат охлажденного и частично сконденсированного хладагента в компрессор для охлаждения электродвигателя и других узлов; С — окончательный отвод пара в конденсатор

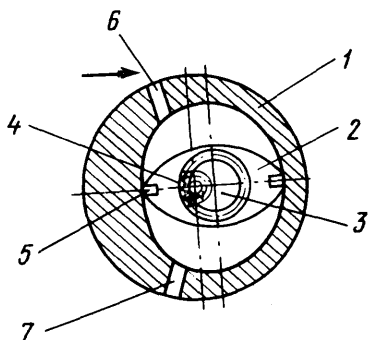


Рис. 3.6. Схема трохоидной роторной машины:

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — эксцентрик вала; 4 — зубчатая синхронизирующая передача внутреннего зацепления; 5 — радиальные уплотнения; 6, 7 — газообменные каналы

из трохоид (эпи- или гипотрохоиде), а профиль другой (сопряженный) — по огибающей семейства этих трохоид. Так, если профиль корпуса выполняется по эпитрохоиде, профиль ротора образуется по внутренней огибающей. Такое сочетание кривых, используемых для профилирования рабочих поверхностей, позволяет получить рабочие камеры, изолированные друг от друга радиальными уплотнительными пластинами, расположенными в вершинах огибающей ротора. Вследствие особенностей траектории движения вершин огибающей ротора с уплотнительными радиальными пластинами по эпитрохоидной поверхности корпуса теоретически пластины радиальных уплотнений остаются неподвижными относительно пазов, в которых они расположены.

В действительности пластины перемещаются, что связано с технологическими неточностями изготовления и сборки, но перемещения эти незначительны. Это позволяет в трохоидных компрессорах, используя достоинства ротационных машин — компактность, малую материалоемкость, уравновешенность, одновременно преодолеть присущие ротационным компрессорам недостатки, заключающиеся в невысоких энергетических показателях и больших износах, связанных с перемещением уплотнительных пластин на величину эксцентриситета.

Для получения обобщенного уравнения трохоиды целесообразно рассматривать ее как описываемую на неподвижной плоскости XO_1Y траекторию точки А (рис. 3.7), находящейся на звене 2, совершающем планетарное движение в системе стойки 4. При этом звено 2 вращается с абсолютной угловой скоростью ω_2 , а звено 1 — со скоростью ω_1 . Соответственно положение звена 1 определяется углом поворота $\varphi = \omega_1 t$, а 2 — углом поворота $\psi = \omega_2 t$ от положительного направления оси O_1X .

При конструктивной разработке компрессора длины звеньев 1 и 2 являются основными геометрическими параметрами. Расстояние O_1O_2 — эксцентриситет, обозначается e , O_2A — производящий радиус a . Третий основной параметр — передаточное отношение $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = z$.

Параметры e , a , z однозначно определяют геометрические характеристики трохоидного роторно-поршневого компрессора.

Один из линейных параметров (e

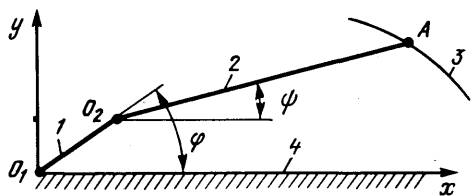


Рис. 3.7. Схема построения трохойды:
1 — эксцентриситет; 2 — производящий радиус;
3 — трохойда

или а) часто заменяют относительным коэффициентом $k = a/e$, называемым параметром формы.

Уравнение трохойды в параметрической форме:

$$\begin{aligned}x &= e(\cos z\psi + k \cos \psi); \\y &= e(\sin z\psi + k \sin \psi); \\(0 \leq \psi \leq 2\pi).\end{aligned}$$

Вместо огибающих профиль часто выполняют по более простым кривым (например, по дуге окружности) или по нескольким дугам окружностей.

В случае профилирования внутренней огибающей по дуге окружности радиус ее

$$R = \frac{k^2[1 - \cos(\pi/2)] - 2k[1 - \cos(\pi/2)] + 2}{k[1 - \cos(\pi/2)]}.$$

Длина хорды, соединяющей две соседние вершины огибающей, $b = 2ek \sin \pi/z$.

Рабочий объем камеры V_k определяется только геометрическими параметрами схемы и имеет тот же физический смысл, что и V_u для поршневой машины,

$$V_k = 4KK_k e^3 z \sin \pi/z (z - 1),$$

где $K_k = H/e$ — коэффициент ширины ротора; H — ширина ротора.

Текущее значение объема рабочей камеры

$$V = \frac{V_k}{2} (1 + \sin(z - 1/z)\varphi).$$

Объемная производительность

$$Q = V_k \tau n \lambda,$$

где τ — число подач на один оборот ведущего вала; n — частота вращения ведущего вала; λ — коэффициент подачи.

В качестве примера конструктивного выполнения трохойдного роторно-поршневого компрессора (согласно рис. 3.6) приводится фреоновый роторно-поршневой компрессор со встроенным электро-

двигателем РПК-10 (рис. 3.8), разработанный ВНИИхолодмашем.

В чугунный корпус статора 18 компрессора запрессован статор встроенного электродвигателя 5.

С передней стороны корпуса статора последовательно закреплены корпус подшипника 7 с подшипником, корпус эпитрохoidalный 9, крышка 10.

С задней стороны корпуса статора крепится крышка 3, являющаяся опорой второго коренного подшипника.

На двух коренных подшипниках и вращается вал эксцентриковый с закрепленными на нем: противовесом 6, ротором встроенного электродвигателя 5 и маховиком 22.

На эксцентрик вала 16 на подшипнике двухвершинный ротор 8 совершает планетарное движение: вращается вокруг собственной оси, совпадающей с осью эксцентрика приводного вала, а ось эксцентрика приводного вала, в свою очередь, вращается вокруг оси приводного вала.

Рабочая поверхность корпуса 9 выполнена по однодуговой эпитрохоиде. Сопрягаемая с рабочей поверхностью корпуса рабочая поверхность ротора 8 образована радиусными кривыми, приближающимися к двухвершинной внутренней огибающей семейства эпитрохoid корпусу.

Вал эксцентриковый 16 и ротор 8 вращаются в одну сторону, причем частота вращения ротора в два раза меньше частоты вращения вала.

Необходимая синхронизация вращения ротора и вала осуществляется зубчатой передачей внутреннего зацепления.

Большое подвижное колесо 13 является деталью ротора, его ось совпадает с подвижным центром вращения ротора — центром эксцентрика вала.

Малая неподвижная шестерня 12 жестко соединена с боковой крышкой 10, ее ось совпадает с неподвижным центром вращения вала.

Межцентровое расстояние шестерен равно эксцентриситету вала, а необходимая частота вращения ротора достигается передаточным отношением.

Корпус эпитрохoidalный вместе с боковыми деталями 7, 10 и вращающийся ротор 8 благодаря сочетанию кривых, принятых для профилирования рабочих поверхностей, образуют две камеры переменного объема. Изменение объемов

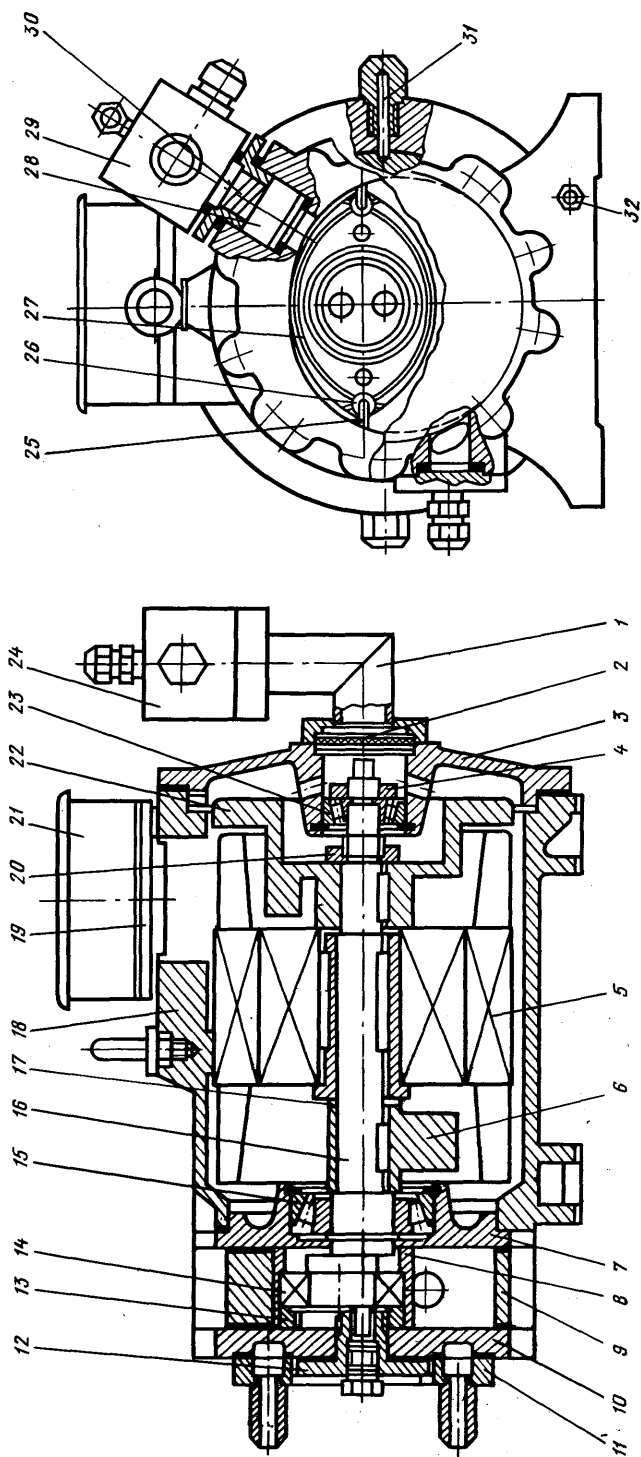


Рис. 3.8. Роторно-поршневой фреоновый компрессор со встроенным электродвигателем:

1 — патрубок; 2 — фильтр; 3 — крышка задняя; 4 — гайка; 5 — электродвигатель; 6 — противовес; 7 — корпус подшипника; 8 — ротор; 9 — корпус эпитрохондальный; 10 — крышка; 11 — крышка со штоном; 12 — шестерня неподвижная; 13 — колесо подвижное; 14, 15 — подшипники; 16 — эксцент-

риковый вал; 17 — кольцо; 18 — корпус статора; 19 — клеммник; 20 — гайка; 21 — колпак защитный; 22 — маховик; 23 — подшипник; 24 — вентилятор всасывающий; 25 — планка уплотнительная радиальная; 26 — сухарик; 27 — планка уплотнительная торцевая; 28 — клапан нагнетательный; 29 — вентилятор нагнетательный; 30 — пружина; 31 — винт; 32 — шпилька заземления

рабочих камер обеспечивает процессы всасывания и сжатия агента.

Рабочие камеры изолированы друг от друга системой газовых уплотнений, включающих радиальные планки 25, которые, находясь в прорезях на вершинах ротора, безотрывно скользят по эпитрохоидной поверхности корпуса, и торцевые дугообразные планки 27 в пазах на торцевых стенках ротора. Радиальные и торцевые дугообразные планки замыкаются на цилиндрических сухариках 26, для них в вершинах ротора сверлятся специальные отверстия.

Радиальные планки 25 сдвоены, т. е. в каждой вершине ротора находится по две одинаковых планки, выполненных и сложенных таким образом, чтобы пружинами они прижимались к эпитрохоидной поверхности корпуса 9, а также расpirались и прижимались к рабочим поверхностям боковых деталей, уплотняя, таким образом, и радиальные и торцевые зазоры.

Прижим торцевых дугообразных плаоек 27 и сухариков к рабочим поверхностям с целью уплотнения торцевых зазоров осуществляется с помощью пружин, размещенных в гнездах ротора.

Поступившая в процессе всасывания маслофреоновая смесь сжимается и выталкивается через нагнетательный клапан 28 и нагнетательный вентиль в систему холодильной машины.

СПИРАЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Спиральный компрессор относится к компрессорам объемного типа. Принцип действия его поясняется рис. 3.9 [5]. Сжатие газа происходит между двумя спиральными элементами, один из которых 2 неподвижен, а второй 3 совершает плоскопараллельное движение, при котором каждая его точка описывает небольшую окружность (показаны пунктиром для двух произвольных точек). Плоскопараллельное движение подвижного спирального элемента создается с помощью эксцентрикового вала и специального дополнительного устройства (например, система из двух шпонок, скользящих во взаимно перпендикулярных пазах — муфта Олдхема), не позволяющего элементу поворачиваться в плоскости движения относительно центральной оси. При таком движении точки контакта K перемещаются по профилю неподвижной спирали на 360°

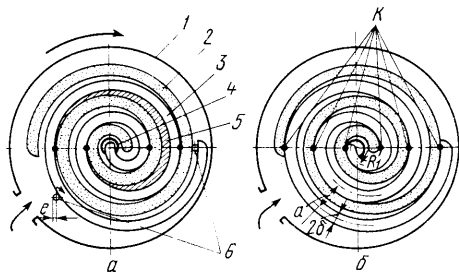


Рис. 3.9. Схема спирального компрессора:

1 — кожух; 2 — неподвижный спиральный элемент; 3 — подвижный спиральный элемент; 4 — нагнетательное отверстие; 5 — ячейка сжатия; 6 — траектории отдельных точек подвижного спирального элемента

за один оборот эксцентрикового вала. Для этого должно выполняться условие неизменности размера a (расстояние между витками спирали). Этому условию отвечают такие кривые, как спираль Архимеда, эвольвента и спираль, составленная из полуокружностей.

Газ сжимается в замкнутых серповидных ячейках (одна из них на рисунке заштрихована) в результате сокращения их объема по мере перемещения их к центру. На рис. 3.9, а спиральные элементы находятся в положении, при котором газ может свободно входить в зазор между ними (всасывание). На рис. 3.9, б, соответствующим повороту эксцентрикового вала на 180° , внешняя серповидная ячейка замыкается, процесс всасывания заканчивается. Одновременно заканчивается процесс сжатия в ячейках, расположенных ближе к центру. В следующее мгновение эти ячейки откроются в центральную полость и сжатый газ получит возможность выйти в нагнетательное отверстие.

В случае, когда профили спиральных элементов представляют собой спирали, образованные из полуокружностей, объем всасываемого газа определяется по формуле

$$V_{\text{вс}} = \pi h R_1^2 \left[\left(1 + A \frac{a}{R_1} - \frac{\delta}{R_1} \right)^2 + \left(1 + B \frac{a}{R_1} - \frac{\delta}{R_1} \right)^2 - \left(1 + B \frac{a}{R_1} + \frac{\delta}{R_1} \right)^2 - \left(1 + C \frac{a}{R_1} + \frac{\delta}{R_1} \right)^2 \right],$$

где h — размер спиральных элементов в осевом направлении; R_1 — радиус первой (внутренней) полуокружности спирали; a, δ — размеры, показанные на рис. 3.9; $A = (z-1)/2$; $B = (z-2)/2$; $C = (z-3)/2$; z — суммарное число полуокружностей спирали.

Эксцентриситет эксцентрикового вала равен $e = a/2 - 2\delta$. Зависимость геометрической (внутренней) степеней сжатия ϵ_r от z и величины a/R_1 показана на рис. 3.10.

Принцип действия спирального компрессора известен с 1905 г., однако работоспособные образцы, имеющие хорошие показатели, созданы лишь в самое последнее время (Япония). Это объясняется необходимостью весьма высокой точности обработки деталей и сборки компрессоров такого типа.

Спиральные компрессоры помимо высоких энергетических показателей обладают повышенной надежностью (благодаря отсутствию клапанов) и пониженной вибро- и акустической активностью (из-за малой величины эксцентриситета).

Конструктивное оформление современного спирального компрессора показано на рис. 3.11. Вертикальное расположение вала 9 с ротором встроенного электродвигателя 7 и центробежным масляным насосом на нижнем конце, а также охлаждение электродвигателя всасываемым холодильным агентом — традиционное для герметичных компрессоров. Эксцентрик на верхнем конце вала 9 приводит подвижный спиральный элемент 4 в движение, которое является

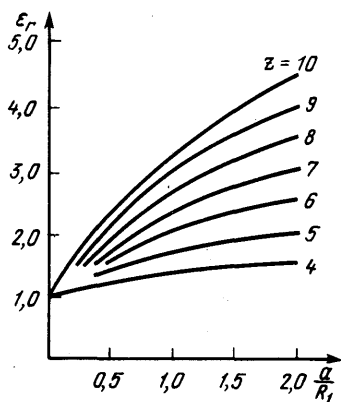


Рис. 3.10. Зависимость внутренней степени сжатия ϵ_r спирального компрессора от величины a/R_1 и z

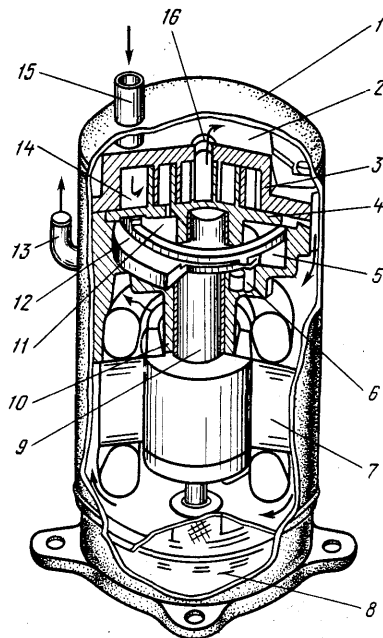


Рис. 3.11. Спиральный герметичный компрессор:

1 — кожух; 2 — нагнетательная камера; 3 — неподвижный спиральный элемент; 4 — подвижный спиральный элемент; 5 — полость промежуточного давления; 6 — корпус компрессора; 7 — электродвигатель; 8 — масляный резервуар; 9 — эксцентриковый вал; 10 — подшипник; 11 — перепускное отверстие; 12 — муфта Олдхема; 13 — нагнетательный патрубок; 14 — всасывающая камера; 15 — всасывающий патрубок; 16 — нагнетательное отверстие

плоскопараллельным благодаря наличию муфты Олдхема 12. Сжатие газа происходит, как описано выше, в ячейках, образующихся между неподвижным и подвижным спиральными элементами.

Особенностью данной конструкции является наличие под подвижным спиральным элементом полости промежуточного давления 5, которое устанавливается благодаря перепускным отверстиям 11. Разность между промежуточным давлением и давлением в ячейках компрессора распределяется таким образом, что результирующие силы прижимают подвижный элемент к неподвижному как в осевом, так и в радиальном направлениях.

Обычно для предотвращения перетечек газа в торцах спиральных элементов профрезеровываются спиральные канавки, в которые закладываются упругие уплотнители.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A — коэффициент;
 a — линейный размер, м;
 B — коэффициент;
 b — линейный размер, м;
 C — коэффициент;
 D — диаметр, м;
 e — эксцентриситет, м;
 f — площадь, м²;
 H, h — линейный размер, м;
 i — передаточное отношение;
 K_p — безразмерный параметр;
 k — коэффициент;
 l — линейный размер, м;
 R — радиус, м;
 T — температура, К;
 t — температура, °С;
 τ — время, с;
 V — объем, м³;
 x, y — координаты, м;
 z — передаточное отношение;
 z — число полуокружностей;
 δ — линейный размер, м;
 ϵ_r — степень сжатия;
 λ — коэффициент подачи (наполнения);
 φ — угол, градус, радиан;
 Ψ_p — безразмерный параметр;
 ψ — угол, радиан;
 ω — угловая скорость, радиан/с.

Индексы

0 — кипение;
1, 2 — порядковый номер;
вс — всасывание;

г — геометрический;
д — действительный;
к — конденсация;
км 1 — вход в компрессор;
л — лопасть;
р — ротор;
сж — сжатие;
ц — цилиндр;
и — перед дросселирующим устройством;
ш — подогрев;
, ' — вспомогательные индексы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Высокооборотные герметичные ротационные компрессоры/П. Г. Ланграт, В. С. Крылов, Э. В. Ядин и др.//Холодильная техника. — 1971. — № 4. — С. 4—8.
2. Герметичные ротационные компрессоры с катящимся поршнем/А. В. Быков, О. В. Шетлер, П. Г. Ланграт и др.//Холодильная техника. — 1964. — № 2. — С. 17—21.
3. Крылов В. С. Рабочие процессы в ротационном компрессоре с катящимся поршнем//Холодильная техника. — 1973. — № 4. — С. 14—18.
4. Сухомлинов Р. М. Трохоидные роторные компрессоры. — Харьков: Вища школа, ХГУ, 1975. — 152 с.
5. Mc Geachy O. The scroll — a concept revi ed.—Refrigeraton, Air Conditioning and Heat Recovery, 1985, December. V. 88, N 1053, p. 25—26.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Центробежные холодильные компрессоры в большинстве случаев по условиям производства и эксплуатации невозможно отделить от холодильных машин, в составе которых они работают. Вследствие этого в данной главе наряду с вопросами, относящимися собственно к компрессорам, рассмотрены вопросы, связанные с холодильными машинами.

Холодильные машины с центробежными компрессорами разделяют на две группы: комплексные холодильные машины для охлаждения воды или рассола, наиболее распространенные в установках комфортного и промышленного кондиционирования воздуха; компрессорные агрегаты, применяемые в холодильных установках промышленных производств. Для холодильных машин первой группы характерно использование в качестве холодильных агентов фреонов, второй группы — аммиака, пропана и других углеводородов. Холодильные машины первой группы включают в себя компрессор, привод, конденсатор, испаритель, систему смазки, систему автоматики, вспомогательную аппаратуру (обычно в едином агрегате), второй группы — компрессор, привод, систему смазки, систему автоматики, комплект вспомогательной аппаратуры, трубопроводов и арматуры.

Холодильные машины с центробежными компрессорами применяют в широком диапазоне температур охлаждения (от условий кондиционирования воздуха до -120°C) в химической и нефтеперерабатывающей промышленности при производстве синтетического каучука и спирта, для сжижения газов, кристаллизации солей и т. д.; в установках кондиционирования воздуха в цехах промышленных предприятий, глубоких угольных шахтах, больших административных, общественных и торговых

зданиях; в холодильных установках пищевой промышленности; в судовых холодильных установках; в качестве тепловых насосов для теплоснабжения производственных, общественных и жилых зданий, в экспериментальных установках различного назначения.

Холодильные машины и установки с центробежными компрессорами применяют главным образом для больших холодопроизводительностей. Наименьшая холодопроизводительность их определяется целесообразным минимальным расходом холодильного агента при выходе из последнего колеса. Для современных фреоновых компрессоров этот расход можно принять равным примерно $0,165 \text{ м}^3/\text{с}$, что соответствует диаметру рабочего колеса D_2 (см. рис. 4.1.), равному 250 мм. Тогда наименьшая холодопроизводительность холодильных машин промышленного назначения при стандартных условиях при работе на R12 700 кВт, а на R113 85 кВт. Нижнюю границу холодопроизводительности при серийном производстве холодильных машин с центробежными компрессорами назначают с учетом верхней границы холодопроизводительности экономичного использования машин других типов (поршневых и винтовых). Наибольшая холодопроизводительность холодильных машин с центробежными компрессорами достигает в современных конструкциях 20 тыс. кВт при стандартных условиях.

По сравнению с наиболее распространенными поршневыми центробежные компрессоры имеют следующие преимущества: меньшие масса и габаритные размеры при одинаковой холодопроизводительности; простота устройства, надежность; отсутствие неуравновешенных инерционных сил и связанная с этим возможность использования легких фундаментов; низкое содержание смазочного масла в холодильном агенте; возможность осуществ-

вления циклов с многоступенчатым сжатием паров и дросселированием жидкости и циклов с несколькими температурами кипения; возможность непосредственного соединения с быстроходным двигателем (паровой или газовой турбиной, высокочастотным электродвигателем); сравнительная простота регулирования холодопроизводительности в широких пределах.

Основные недостатки центробежных холодильных компрессоров проявляются при небольших холодопроизводительностях.

КПД малых центробежных холодильных компрессоров существенно ниже, чем поршневых или винтовых, что связано с малыми геометрическими размерами их проточной части. Необходимая частота вращения ротора центробежного компрессора при низкой объемной производительности может достигать $0,3...1,66$ тыс. с^{-1} ($20...100$ тыс. об/мин), что связано с усложнением привода компрессора. Тем не менее центробежные холодильные компрессоры иногда применяют и при малых холодопроизводительностях ($40...50$ кВт), особенно там, где необходимы компактность, малая масса, хорошая уравнированность, надежность и др.

По сравнению с воздушными и газовыми холодильные центробежные компрессоры имеют следующие особенности. Холодильные компрессоры обычно имеют меньшую объемную производительность (обычно $0,55...5,5$ $\text{м}^3/\text{с}$). Процесс сжатия, как правило, более сложный (с различным расходом холодильного агента в каждой секции или ступени). В заданном диапазоне изменения температур кипения и конденсации компрессор должен обеспечивать все режимы работы, т. е. степень повышения давления может существенно меняться. Система регулирования компрессора должна гарантировать эффективную работу в пределах изменения холодопроизводительности от 100 до 30% .

Процесс сжатия протекает вблизи пограничной кривой пара, т. е. в области, где законы и уравнения идеального газа теряют силу. При сжатии тяжелых рабочих веществ (фреонов) числа Маха $M_u = u_2/a$ (здесь u_2 — окружная скорость, соответствующая D_2 ; a — скорость звука) значительно выше, чем в обычных воздушных и газовых компрессорах; при этом в одной

ступени достигается высокая степень повышения давления (до $3,2$) и сильно уменьшается объем сжимаемого пара.

В мировой практике холодильные машины с центробежными компрессорами применяются более шестидесяти лет. Первые машины, созданные в тридцатых годах нашего столетия, работали на дихлорметане, дихлорэтилене (фирма «Кэрриер», США), аммиаке (фирма «Броун-Бовери», Швейцария). С тридцатых годов широкое применение находят холодильные машины с центробежными компрессорами, работающие на фреонах. В настоящее время кроме фреонов и аммиака используются различные углеводороды (пропан, пропилен, этилен, этан, метан, бутан) и их смеси. В нашей стране первые холодильные машины с центробежными компрессорами созданы в конце пятидесятых годов. В последующие годы создана и освоена в производстве целая серия машин, работающих на фреонах (R12, R22), аммиаке и углеводородах, конструкция которых находится в постоянном развитии.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ

Совокупность элементов компрессора, по которым движется основной поток газа, называют проточной частью. Проточная часть состоит из одной или нескольких ступеней. Ступень компрессора (рис. 4.1) включает в себя рабочее колесо, диффузор и улитку (либо сборную камеру) или обратный направляющий аппарат (в многоступенчатых машинах). В состав первой ступени компрессора или секции* входит также всасывающая камера. Ступени отделены одна от другой диафрагмами с лабиринтными уплотнениями.

Сжимаемый пар подводится к всасывающей камере (входному патрубку) компрессора и затем поступает в каналы, образованные лопатками вращающегося рабочего колеса. Под действием центробежной силы пар отбрасывается к периферии рабочего колеса. При движении в колесе повышается давление и увеличивается скорость пара. Рабочее колесо является единственным элементом ступени, в котором к пару подводится

* Секцией называют группу ступеней (например, от всасывания до промежуточного охлаждения или до промежуточного всасывания).

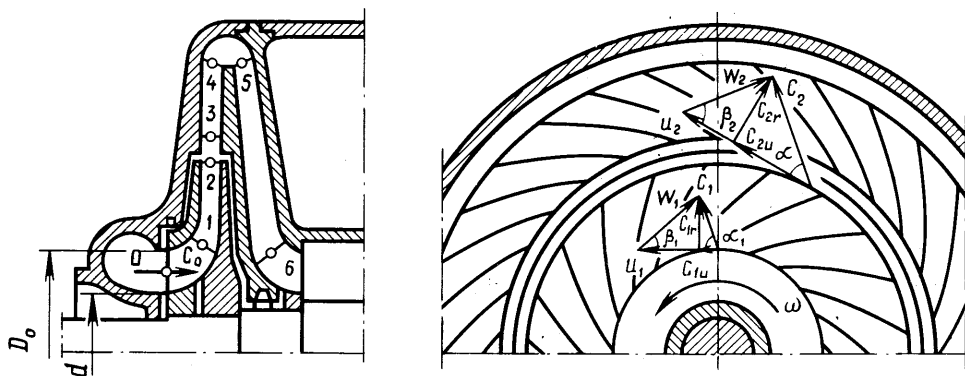


Рис. 4.1. Ступень центробежного компрессора:

0 — вход в ступень; 1, 2 — вход в рабочее колесо и выход из него; 3, 4 — вход в диффузор и выход из него; 5, 6 — вход в направляющий аппарат и выход из него

энергия. В диффузорах, а также в других неподвижных элементах ступени происходит лишь преобразование кинетической энергии в потенциальную.

При течении пара в рабочем колесе его абсолютная скорость c является векторной суммой переносной (окружной) скорости u и относительной w (рис. 4.2).

Основой для расчета удельной работы l_3 , необходимой для перемещения пара холодильного агента через колесо, служит уравнение момента внешних сил, приложенных к рабочему колесу:

$$M = G(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}),$$

где индексы 1 и 2 относятся соответственно к входному и выходному сечениям колеса.

Это уравнение вытекает из теоремы об изменении количества движения применительно к объему пара, находящегося в колесе. Если учесть, что окружная скорость колеса на входе $u_1 = \omega r_1$, а на выходе $u_2 = \omega r_2$, то получим уравнение Эйлера для удельной работы, отнесенной к 1 кг пара, в колесе с бесконечно большим количеством лопаток.

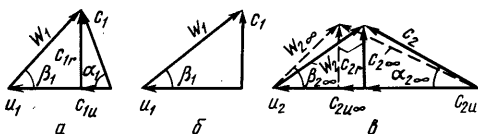


Рис. 4.2. Треугольники скоростей входа и выхода рабочего колеса:

а, б — треугольники скоростей входа (а — при $\alpha_1 < 90^\circ$, б — при $\alpha_1 = 90^\circ$; в — треугольник скоростей выхода)

$$l_{3\infty} = \omega M / G = u_2 c_{2u\infty} - u_2 c_{1u\infty}.$$

При отсутствии лопаток, закручивающих поток перед колесом, осуществляется радиальный вход пара в колесо и в треугольнике скоростей входа $\alpha_1 = 90^\circ$ (см. рис. 4.2 (б)). Тогда $c_{1u\infty} = 0$ и $l_{3\infty} = u_2 c_{2u\infty} = \varphi_{2\infty} u_2^2$, где $\varphi_{2\infty} = c_{2u\infty} / u_2$ — коэффициент закручивания.

Связь между изменением давления p и скоростью w движения потока в каналах проточной части определяется уравнением Бернулли, полученным из векторного сложения сил давления, инерции сопротивления и центробежной силы, действующих на объем пара в выделенном участке. В дифференциальной форме оно имеет вид:

$$v dp = \omega^2 r dr - w dw - dl r.$$

В результате интегрирования и преобразования этого уравнения для объема между входным 1 и выходным 2 сечениями колеса получаем уравнение, показывающее, что удельная работа l_3 затрачивается на изменение потенциальной и кинетической энергии пара в колесе, а также сил сопротивления, обусловленных вязкостью пара и вызывающих потери энергии l_r :

$$u_2 c_{2u} - u_1 c_{u1} = \int_1^2 v dp + 0,5(c_2^2 - c_1^2) + l_{r1-2}.$$

Интегрирование уравнения Бернулли для неподвижных участков проточной части ступени (например, от выходного сечения колеса 2 до выходного сечения диффузора 4) дает уравнение, из кото-

рого следует, что увеличение потенциальной энергии зависит от того, насколько удастся снизить скорость потока в выходном сечении и с какими потерями энергии это сопряжено:

$$\int_2^4 v dp = 0,5(c_2^2 - c_4^2) - l r_{2-4}.$$

Действительный процесс в ступени характеризуется следующими факторами: влиянием конечного числа лопаток в колесе и стеснением потока за счет конечной толщины лопаток, газодинамическими потерями в проточной части, потерями от трения поверхности дисков колеса в паровой среде, перетеканием пара через лабиринты.

При конечном числе лопаток в каналах колеса возникает вращательное движение пара в направлении, обратном вращению колеса (осевой вихрь), что приводит к изменению вида треугольников скоростей и уменьшению работы, передаваемой колесом пару. В этом случае

$$l_3 = u_2 c_{2u} = \mu l_{3\infty} = \mu \varphi_{2u} u_2^2 = \varphi_{2u} u_2^2,$$

где $\mu = c_{2u}/c_{2u\infty} = \varphi_{2u}/\varphi_{2u\infty} = l_3/l_{3\infty}$ — коэффициент уменьшения работы, который часто называют также *коэффициентом циркуляции*.

Коэффициент μ обычно составляет 0,84...0,88 и зависит от типа и конструкции колеса, режима работы и ряда других факторов. Предложены различные аппроксимирующие уравнения для описания экспериментальных характеристик.

Для приближенных инженерных расчетов используют формулу А. Стодола:

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin \beta_{2l}}{z_2 \varphi_{2\infty}},$$

где β_{2l} — выходной угол лопаток колеса; z_2 — число лопаток рабочего колеса на диаметре D_2 .

В дальнейшем отношение составляющих скорости потока к скорости u_2 обозначается буквой φ с соответствующим индексом. Отношение $\varphi_{2u} = c_{2u}/u_2$ является *теоретическим коэффициентом напора*.

Объемный расход с учетом стеснения потока лопатками в i -м сечении

$$V_i = G v_i = \pi D_i b_i \varphi_i \tau_i u_i,$$

где коэффициент загромождения выходного сечения колеса

$$\tau_i = 1 - \frac{z_i \delta_i}{\pi D_i \sin \beta_{il}}.$$

Здесь b_i — ширина колеса на диаметре D_i .

Сумма газодинамических потерь от трения и вихреобразования в проточной части ступени учитывается газодинамическим КПД

$$\eta_h = 1 - (\Sigma \Delta l_{пр.ч}/l_3).$$

Тогда эффективная удельная работа

$$l_{3\varphi} = l_3 - \Sigma \Delta l_{пр.ч} = \eta_h l_3 = \varphi_{2u} \eta_h u_2^2 = \psi u_2^2.$$

Здесь ψ — коэффициент напора.

Для расчетных режимов $\eta_h = 0,82...0,88$.

Относительная величина потерь от трения дисков определяется по формуле [1]:

$$\beta_{тр} = \Delta l_{тр}/l_3 = 17,2/10^3 (b_2 \varphi_{2u} \varphi_{2r} \tau_2).$$

Относительная величина потерь от перетеканий

$$\beta_{пер} = \Delta l_{пер}/l_3 = G_{пер}/G.$$

Для ступени с заданными геометрическими размерами перетечки пропорциональны относительному зазору в лабиринтном уплотнении и коэффициенту расхода через него. Величина последнего зависит от конструкции лабиринта.

Полная удельная работа ступени с учетом всех потерь

$$l_0 = l_{3\varphi} (1 + \beta_{тр} + \beta_{пер}) / (\eta_h).$$

Обычно для первых ступеней $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пер}) = 1,02...1,05$.

Эффективность ступени может оцениваться несколькими видами коэффициентов.

Внутренний КПД по полным параметрам

$$\eta_0 = l_{3\varphi}/l_0 = (1 + \beta_{тр} + \beta_{пер}) / (\eta_h).$$

Политропный КПД

$$\eta_{пол} = \int_1^k v dp / l = l_{пол} / l,$$

где l — затраты работы в ступени по статическим параметрам;

$$l = i_k - i_1 = l_0 - \Delta \kappa;$$

$$l_{пол} = l_{3\varphi} - \Delta \kappa.$$

Изменение удельной кинетической энергии $\Delta \kappa = (c_k^2 - c_1^2)/2$; индекс k относится к конечному сечению ступени, а индекс 1 — к входу на лопатки рабочего колеса.

При расчете с помощью тепловых диаграмм удобно пользоваться *изоэнтропным КПД*

$$\eta_s = l_s / l = (i_{ks} - i_1) / (i_k - i_1).$$

Тогда

$$l_{пол} = l_s (\eta_{пол} / \eta_s).$$

Связь адиабатного и политропного КПД для идеального газа характеризуется формулой

$$\eta_s = (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) / (\pi_k^{\frac{k-1}{k\eta_{пол}}} - 1).$$

При $\pi_k \leq 3$ для фреонов $\eta_{пол} / \eta_s = 1,01 \dots 1,03$, для аммиака $\eta_{пол} / \eta_s = 1,02 \dots 1,05$.

Для холодильных центробежных компрессоров расчетные значения $\eta_{пол}$ составляют 0,78...0,82.

Процесс сжатия в ступени в s — T -диаграмме показан на рис. 4.3. Точка H соответствует начальному состоянию холодильного агента перед входом в компрессор. Процесс расширения протекает по политропе $H-1$ вследствие возрастания скорости потока холодильного агента и наличия потерь на пути от входа в компрессор до входа на лопатки рабочего колеса. При малых потерях этот процесс приближенно можно считать протекающим по изоэнтропе (тогда полное давление входа $p_{01} = p_n$). Процесс сжатия в рабочем колесе (процесс $1-2$), в диффузоре и улитке (процесс $2-K$) протекает по политропам с увеличением

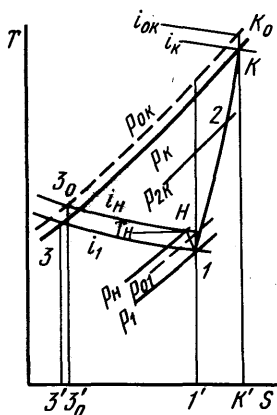


Рис. 4.3. Изображение в s — T -диаграмме процесса сжатия в ступени центробежного компрессора

энтропии вследствие потерь. Потери в проточной части, а также от трения дисков и перетекания характеризуются площадью под линией процесса сжатия $1-2-K$. Политропная работа $l_{пол}$ представлена площадью $1'-1-2-K-3-3'$. Затрате работы по статическим параметрам $l = i_k - i_1$ соответствует площадь под отрезком изобары $K-3$, а работе по полным параметрам $l_0 = i_{0k} - i_n$ — под отрезком изобары K_0-3_0 .

Пользуясь значениями эффективной работы и КПД, можно подсчитать степень повышения давления. Степень повышения давления в ступени по полным параметрам при сжатии идеального газа

$$\pi_{ок} = \frac{p_{0k}}{p_{01}} = \left(1 + \frac{l_{эф}}{\sigma_0 R T_{01}}\right)^{\sigma_0} = \left(1 + \frac{k-1}{\eta} \psi M_u^2\right)^{\sigma_0},$$

где $M_u = \frac{u_2}{a_{01}}$ и $\sigma_0 = \frac{k}{k-1} \eta_0$.

Здесь $T_{01} = T_n$ и $a_{01} \approx a_n$.

Степень повышения давления по статическим параметрам

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_1} \left(1 + \frac{k-1}{\eta_{пол}} \psi M_u^2\right)^{\sigma}.$$

Здесь

$$M_u = \frac{u_2}{a_1} \text{ и } \sigma = \frac{k}{k-1} \eta_{пол}.$$

Для реального газа скорость звука

$$a = \sqrt{k_v R Z T},$$

где k_v — объемный показатель адиабаты; Z — коэффициент сжимаемости.

Зависимость степени повышения давления в ступени π_k от числа M_u приведена на рис. 4.4. Как видно из рис. 4.4, при $M_u = idem$ показатель адиабаты мало влияет на π_k . Наибольшее допустимое (по газодинамическим условиям) значение M_u не зависит от рода сжимаемой среды и составляет 1,3...1,5. При увеличении числа M_u возрастают числа M_{w1} и $M_{сз}$ и потери в ступени. Кроме того, для легких холодильных агентов окружающие скорости u_2 ограничены пределом прочности материалов рабочих колес. Так, при $M_u = 1,4$ и температуре кипения $t_0 = -15^\circ\text{C}$ окружающая скорость для аммиака $u_2 = 550$ м/с (для R12 $u_2 = 190$ м/с). Современные легированные стали при обычных конструкциях колес допускают

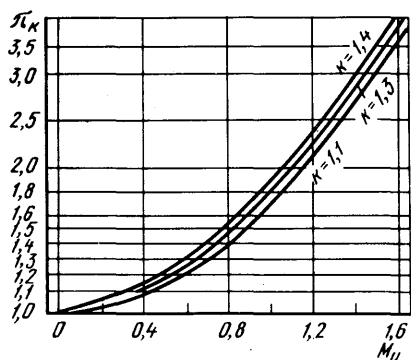


Рис. 4.4. Зависимость степени повышения давления в ступени от числа M_u при $\psi = 0,5$ и $\eta_{\text{пол}} = 0,8$

повышение u_2 до 300 м/с, а титановые сплавы — до 450 м/с.

В холодильных центробежных компрессорах применяют рабочие колеса (табл. 4.1) с выходными углами лопаток β_{2l} , которые составляют $15...90^\circ$.

Наиболее высокие энергетические показатели достигаются выбором (с учетом специфики работы в составе холодильного компрессора) типов центробежных ступеней в зависимости от реализуемых в компрессоре уровней чисел M (M_{u2} , M_{c2}) и от места ступени в общем ряду ступеней.

Примерная специализация типов ступеней сжатия показана в табл. 4.2. Выбор ступеней основан на сопоставлении экспериментальных характеристик ступеней (рис. 4.5). С учетом работы ступени в составе холодильного компрессора на многих режимах первостепенное значение имеет не максимальное значение КПД, а его достаточная устойчивость при изменении расхода. С этой точки зрения наиболее благоприятные характеристики имеют ступени с безлопаточными диффузорами. Ступени с лопаточными диффузорами имеют наибольшие

КПД, однако их характеристики неприемлемы при $M_{u2} > 1$. Ступени с комбинированными диффузорами сочетают положительные качества ступеней двух вышеуказанных типов. Они имеют повышенные уровни КПД и коэффициенты напора, а также расширенную зону устойчивой работы в отношении коэффициента расхода.

На максимальное значение КПД ступени (η_h , $\eta_{\text{пол}}$, η_0) влияют многие факторы, наиболее важными из которых являются тип рабочего колеса (углы входа и выхода, число лопаток) и его относительная ширина b_2/D_2 , тип и форма диффузора, числа M (M_{u1} , M_{c2} , M_u), числа Re для отдельных элементов проточной части, показатель адиабаты k , а также форма, соотношение размеров, чистота стенок и плавность очертаний всей проточной части.

Входной угол лопаток. Наименьшей относительной скорости w_1 в треугольнике скоростей входа соответствует угол $\beta_1 = 32...34^\circ$. Принятие угла β_{1l} близким к этому значению снижает газодинамические потери на входе, что повышает КПД ступени (колеса).

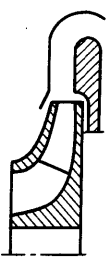
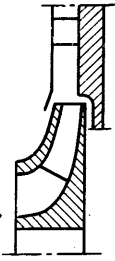
Выходной угол. У колес с высокими значениями β_{2l} больше коэффициенты напора, что является их преимуществом. Однако вследствие увеличения скорости c_2 в треугольнике скоростей при выходе из колеса и увеличения доли диффузора в общем повышении статического давления в ступени (КПД диффузора ниже, чем у колеса) выше газодинамические потери. Кроме того, с уменьшением КПД увеличивается число M_{c2} на входе в диффузор.

Число лопаток z . Оптимальное количество лопаток должно быть таким, чтобы обеспечить хорошую организацию потока в каналах рабочего колеса и уменьшить влияние вихря, из-за которого снижается коэффициент циркуляции μ . Количество лопаток, соответствующее мак-

4.1. Классификация и основные параметры рабочих колес

Колесо	Выходной угол лопаток β_{2l} , град	Входной угол лопаток β_{1l} , град	Число лопаток	Оптимальный коэффициент расхода Φ_0	Оптимальный коэффициент расхода на выходе Φ_{2r}	Коэффициент напора ψ
Осерадialное	60...90	30...35	20...30	0,10...0,13	0,25...0,35	0,60...0,70
Компрессорное	35...60	30...35	16...24	0,06...0,10	0,2...0,3	0,53...0,58
Полунасосное	25...35	30...35	12...18	0,04...0,06	0,15...0,20	0,45...0,52
Насосное	15...25	20...30	6...14	0,02...0,04	0,1...0,15	0,4...0,48

4.2. Специализация типов элементов проточной части центробежного компрессора

№	Эскиз	Тип ступени	Область применения
1		Рабочее колесо радиального типа с лопатками традиционной* формы ($\beta_{2n} = 20...80^\circ$). Диффузор безлопаточный ($b_3 \leq b_2$, суженный или профилированный), лопаточный обратный направляющий аппарат	Холодильные агенты — фреоны, пропан, этан; многоступенчатые компрессоры; $M_{u2} > 1$; $0,8 < M_{c2} < 1$
2		Рабочее колесо радиального типа с лопатками традиционной* формы ($\beta_{2n} = 30...90^\circ$). Лопаточный диффузор и обратный направляющий аппарат	Холодильные агенты — аммиак, пропан, этан; многоступенчатые компрессоры (концевые ступени оканчиваются улиткой или сборной камерой; $M_{u2} < 1$; $M_{c2} < 1$)
3		Рабочее колесо осерадиального типа с вращающимся профилированным сходным направляющим аппаратом и лопатками традиционной* формы или с лопатками, имеющими пространственное профилирование по всей длине ($\beta_{2n} = 45...90^\circ$). Комбинированный диффузор с развитым безлопаточным участком и выходным лопаточным венцом	Холодильные агенты — фреоны; одноступенчатые компрессоры; фреоны, аммиак, пропан, этан — первые ступени многоступенчатых компрессоров; $M_{u2} > 1$; $M_{c2} < 1$

* Под лопаткой традиционной формы понимается лопатка постоянной толщины со средней линией, очерченной по дуге окружности или по дугам окружностей двух радиусов.

симальному значению КПД, зависит от типа рабочего колеса.

Относительная ширина рабочего колеса $\bar{b}_2$. При малом ее значении, т. е. в узких колесах, велика поверхность трения по отношению к массе протекающего пара, при большом — нарушается плоский характер потока. В обоих указанных случаях снижается газодинамический КПД η_h . Оптимальные значения $\bar{b}_2$ составляют около 0,04...0,06. Особенно существенно КПД снижается в колесах, у которых $b_2 < 0,02$. В узких колесах политропный и внутренний КПД уменьшаются не только вследствие снижения η_h , но и в связи с увеличением $\beta_{тр}$ и $\beta_{пер}$.

Но коэффициент напора ψ в таких колесах несколько возрастает.

Ширина рабочего колеса $\bar{b}_2$ определяет объемный расход в колесе. Метод изменения ширины («параллельный перенос» покрывного диска) в определенных пределах используется как средство оптимального подбора характеристик ступени для работы в составе многоступенчатых компрессоров (секций).

Числа M_{w1} , M_{c2} , M_u . С увеличением чисел M_{w1} и M_{c2} и приближением их к единице резко возрастают потери при обтекании решеток вследствие появления волнового сопротивления и местных скачков уплотнения. Значения чисел M_{w1} и

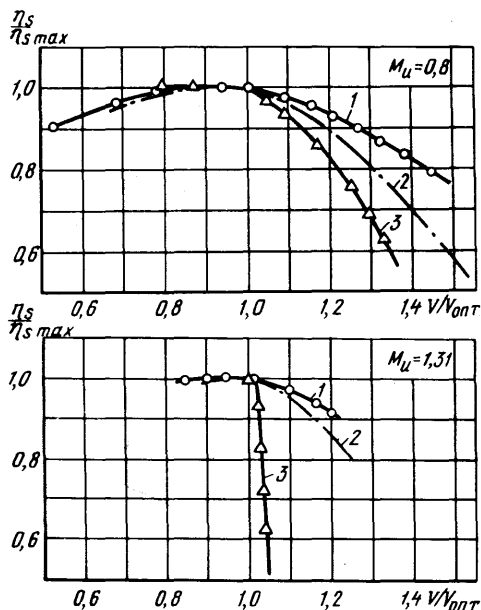


Рис. 4.5. Характеристика центробежной ступени различных типов:

1 — с безлопаточным диффузором; 2 — с комбинированным диффузором; 3 — с лопаточным диффузором

M_{c2} не должны быть больше, чем 0,85... 0,90. Иногда допускают $M_{c2} > 1$ при безлопаточном диффузоре, где скачки уплотнения не возникают, а в отдельных случаях и при лопаточном (но на безлопаточном участке эту величину снижают до $M_{c2} < 1$).

Увеличение числа M_u оказывает на КПД косвенное влияние в связи с возрастанием чисел M_{w1} и M_{c2} . Характер влияния числа M_u на КПД зависит от типа рабочего колеса. Уровень числа M_u сильно влияет на форму всех характеристик ступени, что объясняется, в частности, изменением сжимаемости.

Число Re. В случае, если число Re становится ниже некоторого граничного значения, увеличиваются потери от трения, что приводит к уменьшению КПД ступени. Обычно пользуются условным числом $Re_u = (u_2 D_2)/\nu$, что допустимо только для однотипных компрессоров, так как в разнотипных при $Re_u = idem$ истинные значения местных чисел Re могут значительно различаться. Для стационарных компрессоров граничное значение числа Re_u принимают равным $5 \cdot 10^5$.

Показатель адиабаты. Влияние показателя адиабаты на КПД при сжатии различных холодильных агентов в одном и том же компрессоре проявляется через изменение сжимаемости и вида треугольников скоростей входа и выхода из колеса. Следствием этого изменения являются нарушение условий подобия процессов сжатия и, как правило, снижение КПД при сжатии вещества с показателем адиабаты, существенно отличающимся от того, для которого спроектирован компрессор.

Критерии подобия. Степень повышения давления π , КПД и другие характеристики ступени являются функциями следующих четырех безразмерных критериев подобия:

коэффициент расхода по входу $\Phi = 4V/(\pi D_2^2 u_2)$;

число $M_u = u_2/a_u$;

условное число $Re_u = u_2 D_2/\nu$;

показатель адиабаты k .

При равенстве указанных критериев подобия в данном или геометрически подобных компрессорах процессы сжатия различных рабочих веществ с различными начальными состояниями приближенно будут подобными. Одновременное равенство всех критериев подобия далеко не всегда возможно, но равенство чисел Re_u не обязательно, если для рассматриваемых случаев они больше граничной величины.

Подобие процессов сжатия включает в себя подобие полей давлений и температур, а также кинематическое подобие. Для всех компрессоров, в которых процессы сжатия подобны, степени повышения давления и отношения температур (для всего компрессора или отдельных его ступеней) одинаковы, а треугольники скоростей в соответственных сечениях различных компрессоров подобны. Одинаковы также все КПД, коэффициенты напора ψ и другие безразмерные характеристики.

Если показатели адиабат для двух случаев сжатия не равны, то можно осуществить лишь кинематическое подобие для точки, выбранной на характеристике прототипа. В этом случае числа M_u также не равны, и соотношение их определяется из условий кинематического подобия.

В холодильных центробежных компрессорах теорию подобия применяют к отдельным ступеням, а также к неохлаждаемым секциям, в которых массовый

расход холодильного агента не меняется от ступени к ступени.

Коэффициент полезного действия (коэффициент мощности). В общем случае многоступенчатого центробежного холодильного компрессора, работающего в составе сложного термодинамического цикла, он может быть определен только как КПД компрессорной системы. Такой коэффициент осредняет показатели всех ступеней сжатия, учитывает влияние ряда характеристик термодинамического цикла (переменность массового расхода, температур и др.) и определяется как отношение изоэнтальной мощности к действительной (эффективной): $\eta_e = N_s / N_e$.

При этом N_s рассчитывают по действительному массовому расходу в каждой ступени.

Для удобства расчетов и анализа параметры цикла представляют отнесенными к единице массового расхода холодильного агента в первой ступени G_1 :

удельная изоэнтальная мощность

$$v_s = \frac{N_s}{G_1} = i_{2,2} - i_{1,1} + \sum_2^{n-1} g_j (i_{(j+1),2} - i_{j,1}) = \Delta s_1 + \sum_2^{n-1} g_j \Delta i_{sj},$$

или

$$v_s = g_{n-1} i_{n,2} - i_{1,1} - \sum_2^{n-1} g_{(j-1)} (\alpha_j i_{j,3} + \beta_j i_{j,4}) + \sum_2^{n-1} g_{(j-1)} (i_{j,2} - i_{j,1x});$$

удельная эффективная мощность

$$v_e = \frac{N_e}{G_1} = \Delta i_{s1} / \eta_{s1} + \sum_2^{n-1} g_j \Delta i_{sj} / \eta_{sj},$$

или

$$v_e = g_{n-1} i_{n,2\delta} - i_{1,1} - \sum_2^{n-1} g_{(j-1)} (\alpha_j i_{j,3} + \beta_j i_{j,4}) + \sum_2^{n-1} g_{(j-1)} (i_{j,2\delta} - i_{j,1x});$$

удельный массовый расход холодильного агента на j-м уровне давления

$$g_j = \frac{G_j}{G_1} = b_2 b_3 \dots b_{(j-1)} b_j.$$

Здесь $b_j = 1 + \alpha_j + \beta_j$; α_j — добавка, обусловленная выкипанием холодильного

агента в промежуточном переохладителе жидкости ПО; β_j — добавка, обусловленная выкипанием холодильного агента в промежуточном сосуде ПС при охлаждении сжатых паров,

$$\alpha_j = (i_{j,4} - i_{j,5}) / (i_{j,3} - i_{j,4});$$

$$\beta_j = (i_{j,2(1x)} - i_{j,1}) / (i_{j,1} - i_{j,4}).$$

Удельная холодопроизводительность на нижнем температурном уровне

$$q_{01} = Q_{01} / G_1 = i_{1,1} - i_{1,4}.$$

Удельный тепловой поток, который необходимо отводить в конденсатор,

$$q'_k = Q_k / G_1 = g_{(n-1)} (i_{n,2\delta} - i_{n,7}) = g_{(n-1)} q_k.$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon_e = \frac{q_{01}}{v_e}.$$

Коэффициент преобразования для теплового насоса

$$\mu_e = q'_k / v_e.$$

Обозначение характерных точек термодинамического цикла показано на рис. 4.6.

Эффективный коэффициент мощности может быть представлен в виде

$$\eta_e = v_s / v_e = v_s / (v_s + \Delta v_e) = 1 / (1 + \Delta \bar{v}_e),$$

где $\Delta \bar{v}_e = \Delta v_e / v_s$ — относительные потери, которые в общем виде могут быть представлены в виде суммы

$$\Delta \bar{v}_e = \Delta \bar{v}_{\text{пол}} + \Delta \bar{v}_2 + \Delta \bar{v}_{\text{пр}} + \Delta \bar{v}_{2\text{м}} + \delta \bar{v}_{\text{мех}} + \Delta \bar{v}_{\text{гм}}.$$

Структура $\Delta \bar{v}_e$ позволяет анализировать соотношение (распределение) различных видов потерь и сопоставлять с другими КС, в том числе других типов при аналогичном представлении данных.

Рассмотрим отдельные виды относительных потерь центробежного холодильного компрессора (КС).

Отклонение политропной мощности от изоэнтальной

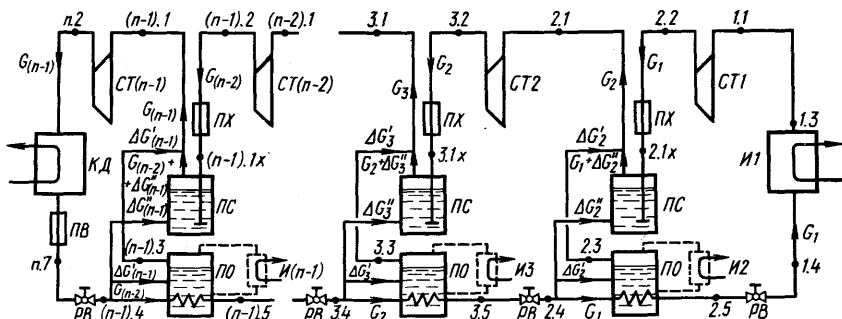
$$\Delta \bar{v}_{\text{пол}} = \frac{\Psi_1 u_2^2}{v_s} B_\Psi - 1,$$

где $B_\Psi = 1 + \sum_2^{n-1} g_j \Psi_j / \Psi_1$.

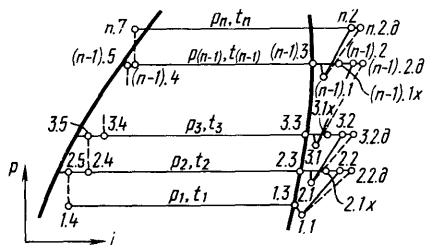
Газодинамические (гидравлические) потери

$$\Delta \bar{v}_\Gamma = \frac{\Delta \Psi_{2u1} u_2^2}{v_s} B_\Gamma,$$

где $B_\Gamma = 1 + \sum_2^{n-1} g_j \Delta \Psi_{2uj} / \Delta \Psi_{2u1}$ $\Delta \Psi_{2uj} = \Psi_{2uj} - \Psi_j$.



а



б

Рис. 4.6. Многоступенчатая парокомпрессионная холодильная машина:

а — условная принципиальная схема; б — термодинамический цикл в i, p -диаграмме; СТ — ступень центробежного компрессора; И — испаритель; КД — конденсатор; ПО — переохладитель жидкого хладагента; ПС — промежуточный сосуд; ПХ — водяной холодильник; ПВ — дросселирующее устройство; ПВ — водяной переохладитель

Гидромеханические потери

$$\Delta \bar{v}_{\text{гм}} = \frac{\varphi_{2u1} u_2^2}{v_s} \beta_{\text{тр1}} B_{\text{гр}},$$

$$\text{где } B_{\text{гр}} = 1 + \sum_{j=2}^{n-1} g_j \frac{\varphi_{2uj}}{\varphi_{2u1}} \frac{\beta_{\text{тр}j}}{\beta_{\text{тр1}}}.$$

Потери от внутренних перетечек

$$\Delta \bar{v}_{\text{пр}} = \frac{\varphi_{2u1} u_2^2}{v_s} \beta_{\text{пр1}} B_{\text{пр}},$$

$$\text{где } B_{\text{пр}} = 1 + \sum_{j=2}^{n-1} g_j \frac{\varphi_{2uj}}{\varphi_{2u1}} \frac{\beta_{\text{пр}j}}{\beta_{\text{пр1}}}.$$

Механические потери

$$\Delta \bar{v}_{\text{мех}} = \frac{\Delta v_{\text{мех}}}{v_s} = \frac{\sum \Delta N_{\text{мех}}}{G_1 v_s}.$$

Структура основных механических потерь

$$\sum \Delta N_{\text{мех}} = \Delta N_{\text{подш.р}} + \Delta N_{\text{подш.уп}} + \Delta N_{\text{сальн}} + \Delta N_{\text{мульт.}}$$

Механические потери относятся к компрессорному агрегату в целом. Их удобно представить в виде отношения, соответствующего мощности к объемной производительности компрессора,

$$\Delta \bar{N}_{\text{мех}} = \frac{\Delta N_{\text{мех}}}{V_1} = \Delta v_{\text{мех}} \rho_{\text{вс}}.$$

Это позволяет выявить зависимость механических потерь в различных узлах компрессорного агрегата от масштаба компрессора.

Потери в радиальных подшипниках компрессора

$$\Delta \bar{N}_{\text{подш.р}} = C_1 \mu \bar{l} \bar{d}_{\text{ш}}^3 n / (e k_{v2} \tau_2 \bar{b}_2 \varphi_{2r}),$$

где C_1 — постоянный коэффициент; μ — коэффициент динамической вязкости; $\bar{l} = l/d_{\text{ш}}$ — относительная длина подшипника; $\bar{d}_{\text{ш}} = d_{\text{ш}}/D_2$; e — относительный диаметральный зазор.

Потери в упорном подшипнике компрессора

$$\Delta \bar{N}_{\text{подш.уп}} = C_2 [(z \mu \bar{P})^{0.5} / (k_{v2} \tau_2 \bar{b}_2 \varphi_{2r})] \times (d_0 n^{0.5} / D_2^2),$$

где C_2 — постоянный коэффициент; z — число колодок подшипника; $\bar{P} = P/D_2^2$, здесь P — осевое усилие по ротору; d_0 — начальный диаметр колодок.

Потери в сальниковом уплотнении вала торцевого трения

$$\Delta \bar{N}_{\text{сальн}} = C_3 f_{\text{тр}} p \bar{b}_c \bar{d}_c^3 / \tau_2 k_2 \bar{b}_2 \varphi_2 r,$$

где C_3 — постоянный коэффициент; z — число стыков трения; p — удельное давление в стыке; $\bar{b}_c(d_n - d_{\text{пл}})/d_c$ — относительная высота кольца трения; $\bar{d}_c = d_c/D_2$ — относительный средний диаметр кольца трения.

Механические потери в мультипликаторе (в основном определяется мощность трения в радиальных подшипниках скольжения)

$$\Delta \bar{N}_{\text{мульти}} = C_4 \frac{\mu l}{e \tau_2 k_{v2} \varphi_2 b_2} [1 + (d_{\text{ш1}}/d_{\text{ш2}})^3 i/i] \times \\ \times d_{\text{ш2}}^3 n_2,$$

где C_4 — постоянный коэффициент; $d_{\text{ш1}}$; $d_{\text{ш2}}$ — диаметры шеек тихоходного и быстроходного валов; $i = n_2/n_1$ — передаточное число мультипликатора; n_2 — частота вращения вала компрессора.

Примерные значения энергетических потерь для четырех реальных холодильных центробежных компрессоров приведены в табл. 4.3.

4.3. Составляющие энергетических потерь центробежных компрессоров

Теоретическая объемная производительность, м/с	Частота вращения, с ⁻¹	Диаметр колеса, м	Число ступеней	Окружная скорость, м/с	Холодильный агент	t_0 , °C	t_k , °C	π	η_e	$\Delta \bar{v}_e$	$\Delta \bar{v}_{\text{пол}}$	$\Delta \bar{v}_r$	$\Delta \bar{v}_{\text{гм}}$	$\Delta \bar{v}_{\text{пр}}$	$\Delta \bar{v}_{\text{мех}}$
1,054	130,1	0,35	2	143	R12	+3	+40	3,27	0,675	0,481	0,021	0,239	0,035	0,031	0,155
1,121	151,3	0,35	2	166	R12	-10	+40	5,10	0,673	0,485	0,020	0,237	0,035	0,035	0,159
2,52	218,3	0,45	4	309	R717	-5	+40	4,77	0,71	0,409	0,045	0,128	0,062	0,043	0,104
3,08	250,0	0,45	5	356	R717	-17	+40	7,25	0,668	0,498	0,080	0,210	0,056	0,047	0,105

ОСНОВЫ РАСЧЕТА

При разработке центробежных компрессоров и холодильных машин на их базе расчеты проводят по специальным программам на ЭВМ. Расчеты компрессоров основаны на безразмерных характеристиках экспериментально отработанных ступеней сжатия, которые составляют банк данных ЭВМ. При расчете многоступенчатых компрессоров выбирают холодильный агент, исходя из условий эксплуатации и режима работы, вид холодильного цикла.

До проведения уточненного расчета компрессора на ЭВМ проводят предварительный (ручной) расчет с использованием обобщенных характеристик (см. рис. 4.8, 4.9) имеющихся модельных ступеней сжатия, которые могут варьировать при соблюдении подобия. На основании предварительного расчета для некоторого расчетного режима выбирают (определяют): число, тип и типоразмер ступеней сжатия (окончательно); диаметр рабочих колес (окончательно); промежуточные давления в цикле (пред-

варительно); ширину рабочих колес (предварительно); показатели эффективности компрессора (предварительно).

Диаметры всех рабочих колес обычно принимают одинаковыми. Рабочие колеса первых ступеней выполняют с большими углами лопаток $\beta_{2\text{л}}$ (до 90 °C), последующие колеса (в связи со значительным уменьшением объема сжимаемого пара при переходе от первой ступени к последующим) постепенно уменьшают, чтобы по возможности не допустить слишком низких значений отношения b_2/D_2 в последующих ступенях.

Установив тип колеса в каждой ступени, определяют коэффициенты напора для них. Затем находят окружную скорость (предварительно), диаметр D_2 первого колеса и частоту вращения ротора компрессора (предварительно). После этого определяют степень повышения давления в ступенях (предварительно).

Уточненный расчет холодильной машины с центробежным компрессором проводят на ЭВМ по трем программам. По программе выбора оптимальных степеней сжатия и частоты вращения ротора в

расчетном режиме решается прямая задача, основанная на уравнениях процессов сжатия реального газа (пара), параметров холодильного цикла и уравнений состояния холодильного агента. Банк данных содержит необходимые для расчета сведения о характеристиках выбранных модельных ступеней для определения диапазона изменения относительной ширины колеса и числа M_u , варьируемых в процессе оптимизационного расчета (критерий оптимизации — максимальный холодильный коэффициент).

Вторая программа на основе тех же уравнений решает задачу получения характеристик компрессорной системы с выбранными ступенями сжатия и видом термодинамического цикла во всем заданном диапазоне изменения температур кипения и конденсации холодильного агента.

Третья программа, по которой решаются совместно уравнения, описывающие характеристики компрессорной системы, полученные во второй программе, и уравнения теплопередачи в испарителе и конденсаторе, дает внешние характеристики холодильной машины в зависимости от температуры хладоносителя и температуры среды, охлаждающей конденсатор.

Примерный порядок предварительного расчета. После выбора холодильного агента и вида цикла (рис. 4.7) расчет проводят с помощью i , p - или s , T -диаграммы для холодильного агента. Число ступеней сжатия выбирают с помощью графика (рис. 4.8), а коэффициенты расхода, напора и КПД — рис. 4.9.

Положение начальной точки H (перед входом во всасывающую камеру компрессора) определяют по величине перегрева и потери давления во всасывающем трубопроводе. Энтальпию в точке I

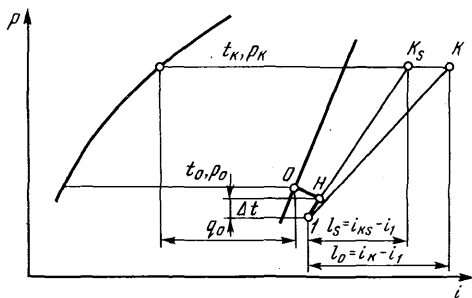


Рис. 4.7. Цикл холодильной машины с одноступенчатым сжатием в i - p -диаграмме

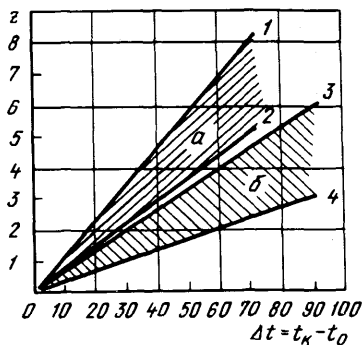


Рис. 4.8. Зависимость числа ступеней сжатия z от разности температур кипения и конденсации холодильного агента Δt :

a — аммиак ($1 - u_2 = 400$ м/с; $2 - u_2 = 315$ м/с); b — фреоны и углеводородные газы ($3 - M_{u2} = 1,4$; $4 - M_{u2} = 1,00$)

(после входа на лопатки рабочего колеса) находят по уравнению

$$i_1 = i_H - (c_1^2 - c_H^2)/2.$$

Положение точки I на изоэнтальпе i_1 определяют, пренебрегая потерями при входе на пересечении изоэнтальпы с изоэнтропой s_H ; при этом точка I по температуре насыщения находится на 2...3 °C ниже точки H .

Необходимую окружную скорость определяют как $u_i = \sqrt{l_s/\psi_s}$.

Она должна быть не больше скорости,

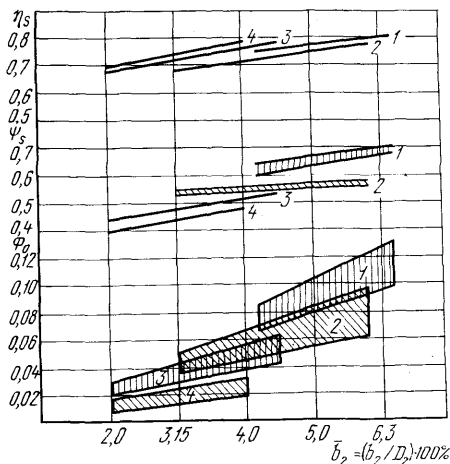


Рис. 4.9. Характеристики ступеней с различными типами рабочих колес:

1 — с осерadiальными; 2 — с компрессорными; 3 — с полунасосными; 4 — с насосными

обеспечивающей прочность рабочих колес для легких холодильных агентов, и $1,4a_{кр}$ для тяжелых. В противном случае надо переходить на более высоконапорные ступени или на двухступенчатое сжатие.

Исходя из необходимой объемной производительности на входе в колесо V_1 и выбранного коэффициента расхода Φ_0 , определяют необходимый диаметр колеса

$$D_2 = \sqrt{\frac{4V_1}{\pi u_2 \Phi_0}}.$$

Объемную производительность рассчитывают по состоянию в точке 1

$$V_1 = (Q_0/q_0)v_1 = Gv_1,$$

где $G = Q_0/l_0$ — массовый расход.

Мощность на валу компрессора

$$N_e = Gl_s/(\eta_s \eta_m) = Gl/\eta_m,$$

где $l = l_s/\eta_s$ — полная работа (изэнтропный КПД берется из графика рис. 4.9).

Холодильный коэффициент $\varepsilon = Q_0/N_e$.

Частота вращения ротора компрессора $n = u_2/(\pi D_2)$.

ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ И ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

Требования к холодильным агентам. К холодильным агентам, используемым в центробежных холодильных компрессорах кроме известных общих требований предъявляют еще и некоторые специальные. Желательными являются такие свойства, как большая относительная молекулярная масса, малое отношение давлений конденсации и кипения при заданных температурных границах цикла, низкий показатель адиабаты, в некоторых случаях малая объемная холодопроизводительность.

Применение холодильных агентов с большой относительной молекулярной массой позволяет получить наибольшие возможные (по газодинамическим условиям) степени повышения давления в отдельных ступенях и во всем компрессоре при низких окружных скоростях. Так, для фреонов окружные скорости обычно не превышают 200 м/с, и в одной ступени достигаются степени повышения давления $\pi_k = 2,5...3$, перепады температур насыщения 20...30 °С, а в некоторых компрессорах и 40 °С. При сжатии легких холодильных агентов, например аммиака, для получения такой же степени по-

вышения давления потребовалась бы окружная скорость около 550 м/с. Практически при работе на аммиаке в одной ступени достигаются перепады температур насыщения, равные 6...8 °С, при $u_2 = 280...300$ м/с. Если рабочие колеса выполнены из титановых сплавов, то при $u_2 = 380...400$ м/с в одной ступени могут быть получены перепады, равные 12...15 °С. Так, при $t_0 = -20$ °С и $t_k = 50$ °С (воздушная конденсация) достаточно иметь пять ступеней.

Малое отношение давлений конденсации и кипения желательно при использовании компрессоров любого типа, но для центробежных (и осевых) компрессоров это требование имеет более существенное значение, чем для объемных, из-за различия принципов сжатия. При низких отношениях давлений конденсации и кипения уменьшается требуемое число ступеней компрессора. Величина отношения зависит от нормальной температуры кипения холодильных агентов (см. рис. 5.5). От этой величины зависит и объемная холодопроизводительность холодильных агентов q_v , которая возрастает с понижением нормальной температуры кипения (см. рис. 5.8). Таким образом, применение холодильных агентов с низкими нормальными температурами кипения приводит к уменьшению числа ступеней и радиальных размеров компрессора. С другой стороны, с понижением нормальной температуры кипения увеличивается давление конденсации (и кипения), что требует повышения прочности корпуса компрессора и аппаратов. В связи с этим холодильные агенты высокого давления (с нормальными температурами кипения ниже -50 °С) применяют лишь в нижних ветвях каскадных холодильных машин. Однако стремление выполнить центробежный компрессор с малой (для этого типа машин) холодопроизводительностью часто заставляет применять холодильные агенты низкого давления, т. е. с высокими нормальными температурами кипения. Этому способствует также несколько более высокая термодинамическая эффективность этих холодильных агентов.

Применение холодильных агентов с низкими показателями адиабаты обеспечивает низкие конечные температуры сжатия в отдельных ступенях или секциях, в связи с чем отпадает необходимость промежуточного охлаждения холодильного агента, что упрощает комп-

рессор и холодильную машину в целом. В центробежных холодильных компрессорах целесообразно применять в качестве холодильного агента многоатомные вещества, поскольку с повышением атомности вещества показатель адиабаты уменьшается.

В холодильных центробежных компрессорах применяют фреоны R11, R12, R13, R22, R113 и R114. В установках химической и нефтеперерабатывающей промышленности применяют также аммиак, пропан, другие углеводороды и их смеси. В водоохлаждающих машинах для кондиционирования воздуха используют главным образом R11, R113 и R114. Холодильный агент R12 наиболее широко применяют в диапазоне температур кипения от $+5$ до -70°C . Для машин большой холодопроизводительности применяют и R22.

Вместо указанных (кроме R22) фреонов в дальнейшем найдут применение эквивалентные по теплофизическим свойствам, экологически более безопасные соединения из числа галогенизированных углеводородов, в которых остаются незамещенными один или несколько атомов водорода.

Несмотря на малую относительную молекулярную массу ($\mu = 17,03$), аммиак благодаря хорошим термодинамическим свойствам и дешевизне широко применяют в холодильных машинах с центробежными компрессорами для температур кипения до -35°C , особенно в разветвленных системах непосредственного кипения.

Вследствие взрывоопасности пропан используют в холодильных установках с центробежными компрессорами только там, где он участвует в технологическом процессе производства. В этих установках из-за взрывоопасности не допускается подсос воздуха в систему, поэтому температура кипения не должна быть ниже -40°C (нормальная температура кипения пропана $-42,1^\circ\text{C}$).

Углеводороды (этан, этилен и метан), а также R13 применяют только в нижних ветвях каскадных установок для достижения температур кипения $-80\ldots -150^\circ\text{C}$.

Влияние свойств холодильных агентов на основные параметры центробежного компрессора. Свойства холодильного агента влияют на такие параметры центробежного компрессора, как окружная скорость, наружный диаметр рабочего

колеса, частота вращения вала компрессора и число ступеней.

Наибольшая допустимая окружная скорость (если она не ограничена пределом прочности материала) $u_2 = M_u a_1$.

Откуда $u_2 \sim \sqrt{k_v/\mu}$.

Влияние молекулярной массы холодильных агентов на допустимую окружную скорость показано в главе 5 (см. рис. 5.18).

Наружный диаметр рабочего колеса

$$D_2 = C_D \sqrt{\frac{Q_0}{M_u q_v k_v}} \sqrt[4]{\frac{\mu}{Z_1 k_v T_n}}.$$

Величина C_D определяется конструкцией колеса и не зависит от рода холодильного агента. Учитывая малое влияние коэффициента сжимаемости Z_1 , объемного показателя адиабаты k_v и слабое изменение коэффициента k_{v_0} , получим, что при $Q_0 = \text{idem}$

$$D_2 \sim \sqrt{\frac{\mu^{1/2}}{M_u q_v}},$$

т. е. диаметр колеса определяется главным образом принятым значением M_u , объемной холодопроизводительностью q_v и относительной молекулярной массой μ .

Частота вращения вала компрессора

$$n = C_n \sqrt{\frac{M_u^3 q_v k_{v_0}}{Q_0}} \left(\frac{z k_v T_n}{\mu} \right)^{3/2}.$$

Коэффициент C_n , как и C_D , не зависит от рода холодильного агента. Тогда

$$n \sim \sqrt{\frac{M_u^3 q_v}{\mu^{3/2}}}.$$

Зависимость D_2 и n от Q_0 для различных холодильных агентов показана в главе 5 (см. рис. 5.17 и 5.19).

Число ступеней компрессора приближенно можно определить по формуле

$$Z = a \frac{\lg p_k / p_0}{\lg \pi_k}.$$

Степень повышения давления в одной ступени π_k при $M_u = \text{idem}$ мало зависит от рода холодильного агента

$$\pi_k = \left(1 + \frac{k-1}{\eta_s} \psi M_u^2 \right)^{\frac{k}{k-1} \eta_s}.$$

Число ступеней, таким образом, зависит от отношения давлений конденсации и кипения p_k/p_0 , которое в заданных температурных условиях цикла, в свою оче-

редь, определяется нормальной температурой кипения холодильного агента. Коэффициент $a=1,0...1,3$ введен в связи с уменьшением степени повышения давления в ступенях, следующих за первой. При сжатии легких холодильных агентов по условиям прочности рабочих колес значение M_d для них приходится выбирать ниже, чем для тяжелых, и число ступеней возрастает.

Выбор холодильного агента в тех случаях, когда он не диктуется требованиями потребителя холода (например, применение пропана, этана, аммиака), определяется главным образом заданными температурными границами цикла и холодопроизводительностью Q_0 . При этом учитывают показанное выше влияние рода холодильного агента на основные параметры компрессора. При малой заданной холодопроизводительности используют холодильные агенты низкого давления (т. е. с низкими значениями q_0), что позволяет избежать применения колес малых диаметров и чрезмерного повышения частоты вращения. Все же и при малых Q_0 в современных конструкциях компрессоров все чаще используют холодильные агенты среднего давления.

Термодинамические циклы. В холодильных машинах с центробежными компрессорами используют разнообразные термодинамические циклы. Выбор цикла зависит от теплофизических свойств холодильного агента, а также от температурных границ цикла, числа ступеней сжатия и числа корпусов (секций), наличия внешних источников охлаждения, стоимости оборудования, необходимого для осуществления того или иного варианта сложного термодинамического цикла и т. п.

При высоких температурах кипения (условия кондиционирования воздуха) в случае использования высоконапорной ступени осуществляют простейший цикл с одноступенчатым сжатием и дросселированием (обычно при работе на R11, R12 или R113). Для этих же условий применяют и двухступенчатое сжатие (обычно при работе на R12); при этом всегда реализуется цикл с двукратным дросселированием холодильного агента (см. рис. 4.10). Экономия работы достигается здесь главным образом за счет уменьшения количества пара, поступающего после дросселирования холодильного агента в нижнюю ступень, и вследствие частичного охлаждения при смешении паров, поступающих во вторую ступень.

В холодильных машинах с центробежными компрессорами (в отличие от холодильных машин с объемными компрессорами) цикл с внутренней регенерацией теплоты, как правило, не применяют из-за заметного влияния потерь давления на всасывании на их эффективность и больших размеров регенеративных теплообменников при большой холодопроизводительности машины. Это затрудняет применение холодильных агентов, имеющих большие потери от дросселирования (большие значения комплекса c_x/r_0 у хладагентов RC318, R12B1, перфторбутана и др.). Использование этих агентов в холодильных машинах с центробежными компрессорами целесообразно при осуществлении цикла со ступенчатым дросселированием.

Находит применение цикл с переохлаждением жидкого холодильного агента после конденсатора водой в отдельном затопленном аппарате (рис.

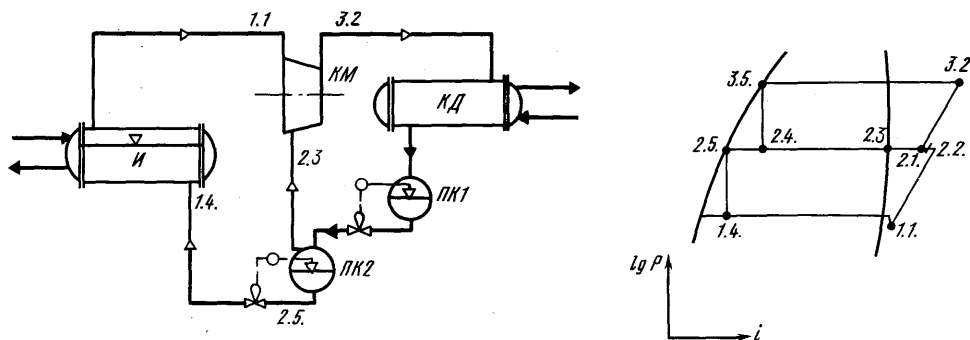


Рис. 4.10. Схема холодильной машины с циклом с двукратным дросселированием холодильного агента

4.11) или затопленной секции конденсатора. Такая схема эффективна при значительном нагреве воды, например в тепловом насосе.

С понижением температуры кипения увеличивается требуемое число ступеней и возрастает эффективность промежуточного охлаждения сжатого пара, которое может осуществляться между секциями или корпусами жидким холодильным агентом или комбинированно — сначала водой, а затем холодильным агентом.

Охлаждение сжатого пара жидким агентом выгодно, если выполняется неравенство

$$K = \frac{\frac{c_p}{r} T_{\text{ок}}}{1 - \frac{c'_x}{r} \theta} < 1.$$

Здесь θ — разность температур конденсации t_k и насыщения $t_{\text{пр}}$ (соответствующей промежуточному давлению $p_{\text{пр}}$); $T_{\text{ок}}$ — температура, до которой должен быть охлажден сжатый пар; c_p — теплоемкость перегретого пара при давлении $p_{\text{пр}}$; r — теплота парообразования при $p_{\text{пр}}$; c'_x — средняя теплоемкость насыщенной жидкости в интервале температур θ .

Коэффициент K в этом уравнении зависит от режима работы.

Промежуточное охлаждение сжатого пара эффективно при больших степенях повышения давления и применении холодильных агентов (например, аммиака) с относительно высоким показателем адиабаты (рис. 4.12).

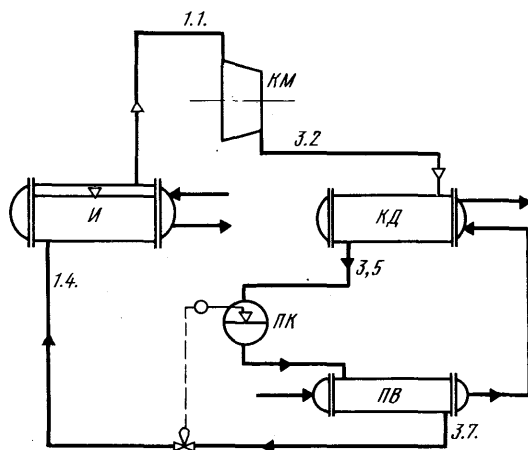


Рис. 4.11. Схема холодильной машины с однократным дросселированием переохлажденного холодильного агента

Влияние различных вариантов термодинамического цикла на эффективность аммиачной холодильной машины показано на рис. 4.13.

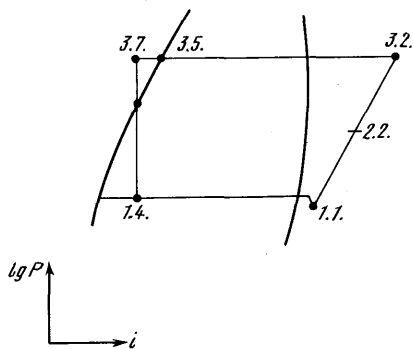
В условиях низких температур применяют различные варианты каскадных циклов. В отдельных случаях в зависимости от местных условий и требований потребителя реализуют различные специальные циклы: цикл с циркулирующей холодильной агента, комбинированные циклы с эжектором или абсорбционной холодильной машиной, а также теплоиспользующий холодильный цикл, в котором приводом компрессора служит турбина, работающая на фреоне (в силовом и холодильном циклах использован один и тот же холодильный агент).

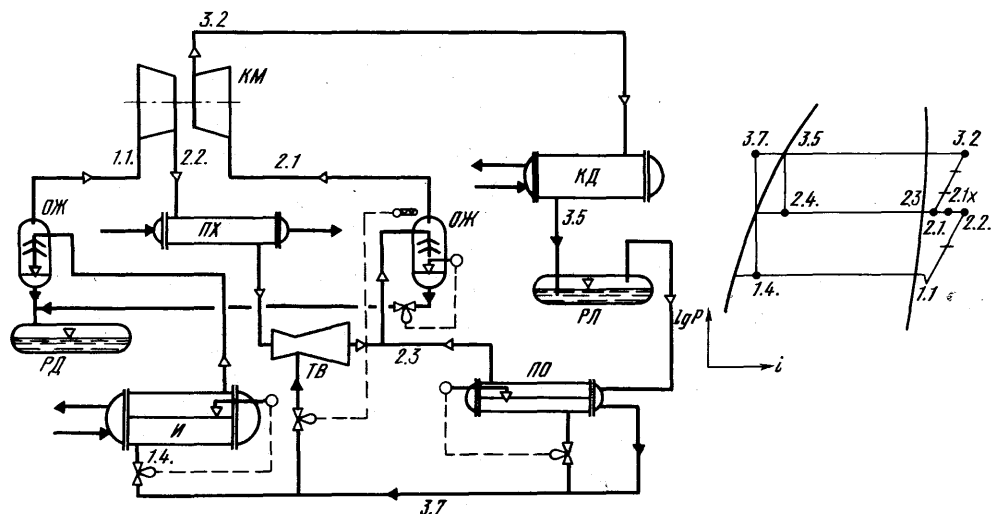
ХАРАКТЕРИСТИКИ И СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Различают следующие характеристики холодильных машин с центробежными компрессорами: внешние характеристики холодильной машины, внешние характеристики компрессорной системы, характеристики отдельных ступеней компрессора.

Под внешними (эксплуатационными) характеристиками понимают зависимость выходных параметров:

для холодильной машины — зависимость Q_0 , N_i , N_e , ϵ от температур теплоносителя на выходе из испарителя t_{s2} и воды (воздуха) на входе в конденсатор t_{w1} при других постоянных параметрах,





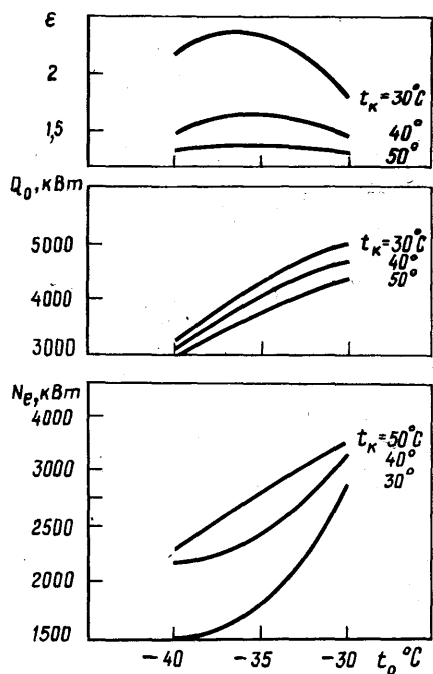


Рис. 4.14. Внешняя характеристика четырех-ступенчатого пропанового центробежного компрессора

Холодильные машины с центробежными компрессорами работают в условиях переменных нагрузок потребителя (переменной холодопроизводительности) и переменных температурных режимов. В связи с этим необходимо регулирование, которое обеспечивает соответствие между холодопроизводительностью и тепловым потоком от потребителя и поддержание температур охлаждения в заданных пределах.

Требуемые температуры охлаждения (t_{s2} ; t_0) обычно постоянны и могут изменяться лишь периодически при изменении параметров технологического процесса. Температура охлаждающей среды (t_{w1}) существенно изменяется по сезонам и стабильна в пределах сезона (в случае воздушного охлаждения с некоторым колебанием в течение суток). Установление равновесного режима работы холодильной машины в процессе регулирования достигается путем взаимодействия внешних регулировочных характеристик компрессорной системы с характеристиками испарителя и конденсатора.

В промышленных холодильных установках, в которых отдельные компрес-

сорные агрегаты подключаются к общему коллектору на стороне всасывания и нагнетания, регулирование практически осуществляется при $t_k = \text{const}$ (в пределах сезона); $t_0 = \text{const}$. Система регулирования в таких установках поддерживает давление всасывания компрессора (т. е. t_0), а изменение расхода холодильного агента, подаваемого отдельным компрессором, не оказывает заметного влияния на температуру t_k .

В водоохлаждающих (рассолоохлаждающих) машинах, оснащенных индивидуальными испарителями и конденсаторами, система регулирования, как правило, поддерживает температуру теплоносителя на выходе из испарителя постоянной. При условии постоянной температуры воды на входе в конденсатор, а также неизменных расходов теплоносителя и охлаждающей воды, в результате регулирования при уменьшившейся нагрузке на холодильную машину получают экономию энергии за счет снижения t_k и повышения t_0 при уменьшении теплового потока в аппаратах. В этих аппаратах изменение t_k и t_0 возможно в пределах части средней логарифмической разности температур, которая при полной нагрузке составляет 6...10 °C.

Способы регулирования разделяют на две группы: изменяются внешние условия работы компрессора; изменяются характеристики ступеней. К первой группе относятся дросселирование на всасывании, повышение давления конденсации, байпасирование, ко второй — изменение частоты вращения ротора компрессора, закрутка потока перед входом в колесо, поворот лопаток диффузора.

Дросселирование на всасывании. При этом способе регулирования во всасывающем трубопроводе создают дополнительное гидравлическое сопротивление с помощью регулирующей заслонки. В этом случае рабочей точке на характеристиках компрессорной системы соответствуют более низкие давление и температура насыщения, отвечающие необходимой (сниженной) холодопроизводительности. При этом требуемая мощность уменьшается, но в соответствии с протеканием внешних характеристик компрессора снижается и холодильный коэффициент (рис. 4.15). Дросселирование на всасывании часто используют в многоступенчатых компрессорах, когда применение устройств регулирования, встроенных в компрессор, затруднено,

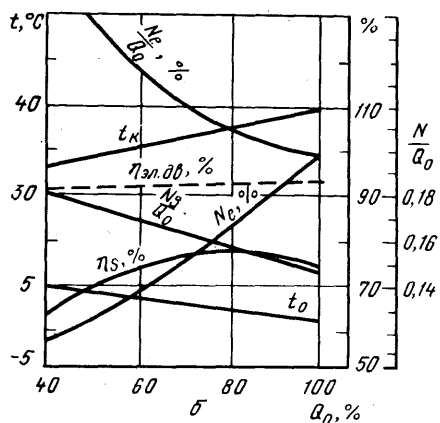
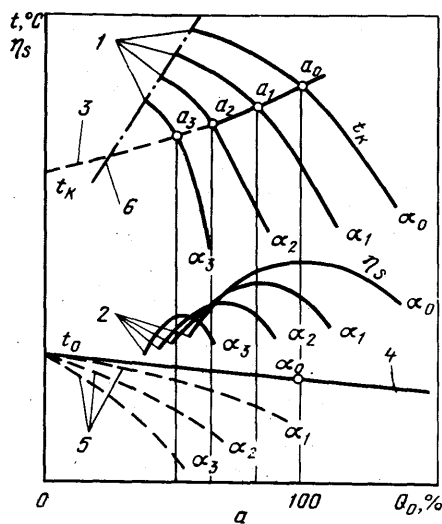


Рис. 4.15. Характеристика при регулировании дросселированием на всасывании:

α — отдельных элементов холодильной машины с центробежным компрессором (1, 2 — компрессора при различных положениях дроссельной заслонки, характеризуемых углом α ; 3 — конденсатора; 4 — испарителя; $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ — рабочие точки); β — холодильной машины в рабочих точках

а регулирование изменением частоты вращения невозможно.

Повышение давления конденсации. Регулирование осуществляется уменьшением расхода охлаждающей воды (воздуха), подаваемой на конденсатор, т. е. изменением его характеристики. В этом случае рабочая точка на внешних характеристиках компрессорной системы переходит на более высокую температуру конденсации t_k , отвечающую необходимой уменьшенной холодопроизводительности. При этом требуемая мощность возрастает, вследствие чего такой способ регулирования является неэкономичным. Этот способ регулирования применяют редко — в случае необходимости экономного расходования воды, а также, когда температура охлаждающей воды может изменяться в широких пределах, а температура конденсации не должна опускаться ниже определенного предела, чтобы не допустить значительного отличия режима работы компрессорной системы от расчетного режима.

Байпасирование сжатых паров. Для снижения холодопроизводительности часть паров перепускают с нагнетания на всасывание в компрессор. При этом внешние условия работы компрессорной системы изменяются незначительно, а по-

лезная холодопроизводительность уменьшается пропорционально расходу байпасируемого пара. Регулирование происходит при постоянной мощности и является неэкономичным. Байпасируемый пар охлаждают, пропуская его через испаритель, конденсатор (отбирается сухой насыщенный пар) либо специальный теплообменник, охлаждаемый водой или кипящим холодильным агентом. Выбираемый способ охлаждения зависит от особенностей схемы холодильной установки.

Байпасирование применяют главным образом как дополнительный способ регулирования, когда возможности основного способа регулирования (например, изменение частоты вращения ротора) исчерпаны в связи с повышением напора до величин, при которой наступает неустойчивый режим работы компрессора (помпаж).

В этих случаях байпасирование иногда называют антипомпажным регулированием.

Изменение частоты вращения ротора компрессора. При наличии регулируемого привода (паровая или газовая турбина, гидротурбина и др.) можно снизить холодопроизводительность компрессора путем уменьшения частоты вращения ротора.

При этом безразмерные характеристики ступеней смещаются в область меньших расходов (рис. 4.16, $M_{co} = c_0/a_1$) и значительно изменяются их размерные характеристики (прежде всего зависимость отношения давлений от расхода) в связи с уменьшением числа $M_{u(a_2)}$.

Рабочие точки на характеристиках ступеней при уменьшении n , как правило, соответствуют режимам с более высокими коэффициентами напора и меньшими коэффициентами расхода (рис. 4.17).

Этот способ регулирования является энергетически эффективным, так как средний КПД ступеней изменяется мало. При изменении частоты вращения КПД части ступеней могут несколько снизиться, а другой части — повыситься; при этом общая энергетическая эффективность иногда даже повышается.

Общая эффективность регулирования может уменьшиться при частичной нагрузке в результате снижения КПД привода. Однако обычно мощность в среднем пропорциональна изменению холодопроизводительности. Применение этого способа ограничено в связи с применением в большинстве случаев традиционного электропривода и отсутствием пока экономичных гидropередач. Кроме того, зона регулирования часто оказывается недостаточно широкой, так как уменьшению расхода холодильного агента через ступень в первой степени соответствует снижение напора, пропорциональное квадрату изменения частоты вращения, что быстро приближает рабочий режим к помпажному пределу. При узкой зоне регулирования часто применяют комбинированные методы (например, изменение частоты вращения ротора в сочетании с байпасированием сжатого пара).

Закрутка потока перед входом в колесо. Этот способ регулирования осуществляется с помощью поворотного лопаточного входного регулирующего аппарата (ВРА), установленного перед входом пара в колесо.

При закрутке потока на входе второй член уравнения Эйлера, определяющий изменение работы (теоретического напора) при закрутке, зависит от величины скорости c_{1u} , которая, в свою очередь, пропорциональна тангенсу угла θ отклонения потока от радиального направления. При положительном угле θ (отклонение в направлении вращения колес-

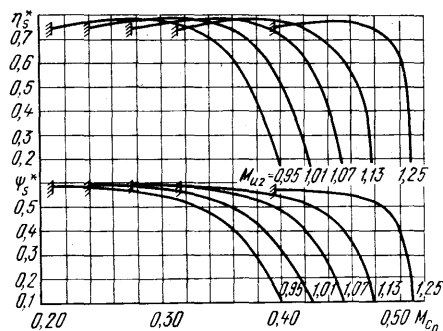


Рис. 4.16. Безразмерные характеристики ступеней

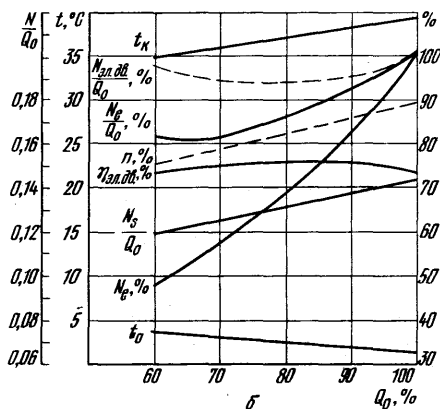
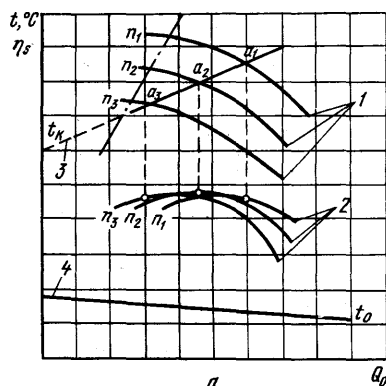


Рис. 4.17. Характеристики при регулировании изменением частоты вращения:

а — отдельных элементов холодильной машины с центробежным компрессором (1, 2 — компрессора при различных частотах вращения; 3 — конденсатора; 4 — испарителя; a_1, a_2, a_3 — рабочие точки); б — холодильной машины в рабочих точках

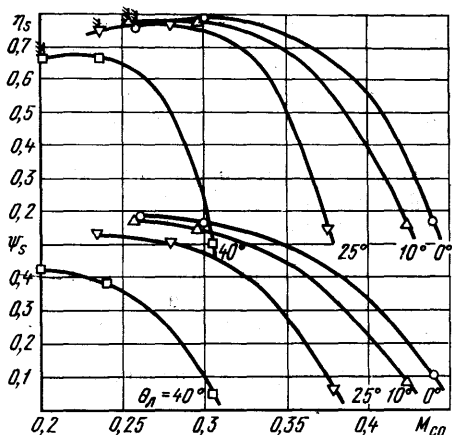


Рис. 4.18. Влияние закрутки потока перед колесом

са) напор снижается, при отрицательном (против вращения) возрастает. В основном практическое значение имеет закрутка с положительным углом θ (рис. 4.18). Кроме закрутки на энергетическую эффективность регулирования оказывают существенное влияние дроссельные потери во входном направляющем аппарате.

Закрутка потока меняет характеристику ступени, перед которой установлен входной направляющий аппарат, практически не влияя на характеристики ступеней, расположенных после регулируемой и работающих последовательно с ней. Поэтому такое регулирование наиболее эффективно для одноступенчатого компрессора. При большем числе ступеней в компрессоре входной направляющий аппарат устанавливают перед секциями, состоящими из двух или трех ступеней. При закрутке потока экономичность регулирования достаточно высока, а конструкция входного направляющего аппарата проста. В связи с этим регулирование закруткой потока является основным методом регулирования центробежных компрессоров.

Сокращение числа ступеней сжатия, достигаемое при увеличении числа M_u , обеспечивает благоприятные условия для создания центробежных компрессоров, регулируемых с помощью ВРА, с высокой энергетической эффективностью в нерасчетных режимах и при частичной нагрузке, что имеет определяющее значение для ХС большой холодопроизводительности. Даже при стабильной тепловой нагрузке холодильный центробежный

компрессор большую часть времени эксплуатируется при t_k более низкой, чем в расчетных условиях, отвечающих наиболее высокой (летней) температуре охлаждающей среды.

В многоступенчатых компрессорах, для которых обычно характерны более низкий уровень чисел M_u и несколько лучшие энергетические показатели в расчетном режиме, достаточно глубокое и экономичное регулирование методом закрутки потока не достигается. Для регулирования таких компрессоров обычно применяют сочетание дросселирования на всасывании с байпасированием сжатого пара, что ухудшает их среднегодовую энергетическую эффективность (рис. 4.19). При расчетных условиях ($Q_0 = 100\%$ и $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$) двухступенчатый компрессор уступает четырехступенчатому по ϵ_e на 13%. При рабочих условиях работы ($Q_0 = 75\%$ и $t_{b1} = 10^\circ\text{C}$) последний уступает экономично регулируемому компрессору 10% по ϵ_e .

Поворот лопаток диффузора. Меняя угол установки лопаток диффузора, можно изменять характеристики ступени, перемещая их рабочую зону по коэффициенту расхода в широких пределах (рис. 4.20).

Формирование внешних характеристик компрессорной системы при данном способе регулирования аналогично регулированию с помощью ВРА. Регулирование с помощью поворота лопаток диффузора энергетически достаточно эффективно.

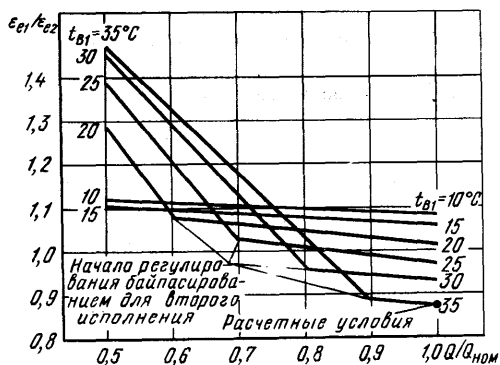


Рис. 4.19. Сопоставление энергетической эффективности центробежных компрессоров в условиях круглогодичной эксплуатации:

ϵ_{e1} относится к регулированию ВРА; ϵ_{e2} относится к регулированию дросселированием на всасывании и байпасированием; t_{b1} — температура охлаждающей среды на входе в конденсатор

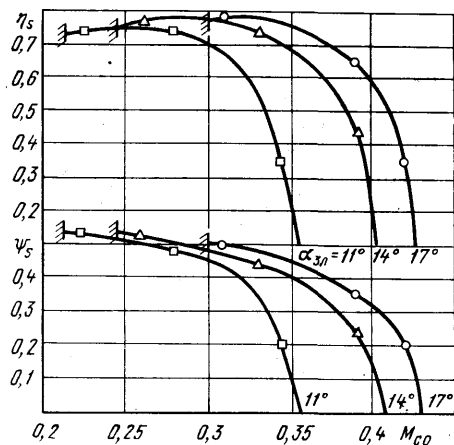


Рис. 4.20. Влияние угла установки лопаток диффузора

Конструктивное выполнение его связано со значительными трудностями (в частности, из-за больших усилий на лопатки) особенно при выполнении условия поворота лопаток на разные углы для каждой ступени.

Кроме того, в холодильных центробежных компрессорах часто применяют безлопаточные диффузоры. В связи с этим регулирование поворотом лопаток диффузора широко не применяют.

КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН С ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ КОМПРЕССОРАМИ

На конструкцию компрессоров и других элементов холодильных машин определяющее влияние оказывают условия

их работы (табл. 4.4). В практике встречаются отклонения от общих положений, см. табл. 4.4, но они редки.

Характерные варианты конструктивных схем компрессор — привод и основные сведения о них приведены в табл. 4.5.

Схемы компрессорных агрегатов. Конструктивная схема компрессора (см. табл. 4.5) определяется относительным расположением основных элементов: рабочих колес, уплотнений вала, устройств регулирования, мультипликатора, патрубков для подвода и отвода холодильного агента.

Для агрегатов, комплектующих холодильные машины группы I (см. табл. 4.4), характерна тенденция применения компрессоров со встроенным приводом (прежде всего по схеме 6а, а также по схеме 5 (см. табл. 4.5)). Это связано с повышенной надежностью такой конструкции. Схемы используют в водоохлаждающих машинах в диапазоне холодопроизводительностей от 140 до 1850 кВт при работе на R11 в одноступенчатом исполнении и от 1000 до 4000 кВт при работе на R12 или R22 (рис. 4.21).

При необходимости охлаждения хладоносителя до отрицательных температур и для снижения расхода энергии применяют двухступенчатые компрессоры, работающие по циклу, показанному на рис. 4.10.

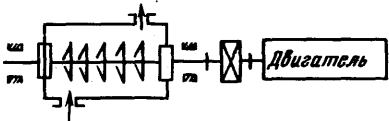
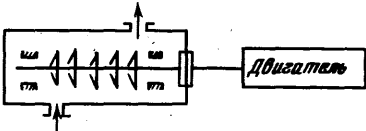
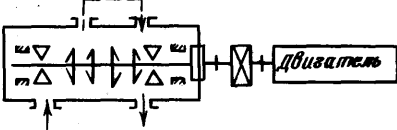
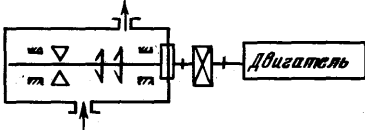
Предельной холодопроизводительностью компрессоров со встроенным приводом считается 8000 кВт, прежде всего из-за трудностей осуществления привода. Применение перспективной схемы 6в пока ограничено из-за дороговизны электропривода с преобразователем час-

4.4. Условия работы и особенности исполнения холодильных машин с центробежными компрессорами

Показатель	Группа холодильных машин	
	I	II
Система охлаждения	С хладоносителем	Непосредственное кипение в технологических аппаратах
Холодильный агент	Фреоны	Аммиак, пропан (пропилен), этан, этилен
Условия охлаждения конденсатора	Водяное	Водяное (оборотная вода), воздушное
Число ступеней компрессора	1—3	2—10
Число корпусов компрессорного агрегата	1	1—2
Привод	Электропривод через мультипликатор или прямой. Применяют встроенный привод	Электропривод через мультипликатор, паротурбинный, газотурбинный

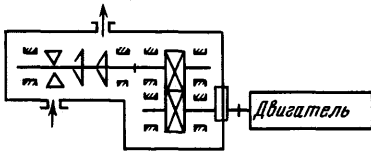
Показатель	Группа холодильных машин	
	I	II
Состав агрегата	Компрессор, привод, конденсатор, испаритель, система смазки, система автоматики, вспомогательная аппаратура (обычно в едином агрегате)	Компрессор, привод, система смазки, система автоматики, комплект вспомогательной аппаратуры, трубопроводов и арматуры
Размещение оборудования	В помещении	В помещении или под навесом
Схема холодильной установки	Коллекторная, объединяющая агрегаты по трубопроводам охлаждающей воды и рассола (охлажденной воды)	Коллекторная, объединяющая агрегаты по пару на всасывании (коллектор подключен к испарительной системе технологического процесса) и нагнетании (коллектор подключен к группе конденсаторов, обычно расположенных под открытым небом)
Режим работы	Сезонный, реже круглогодичный	Круглогодичный
Обслуживание	Периодическое	Периодическое
Система смазки	Закрытая (под давлением холодильного агента)	Закрытая или открытая (под атмосферным давлением)
Система смазки привода	При встроенном в компрессор приводе — единая с ним, закрытая, при внешнем приводе — отдельная открытая система	Открытая. При открытой системе смазки компрессора — единая с ним
Управление	Местное или дистанционное	Дистанционное

4.5. Схемы компрессорных агрегатов

№ пп.	Схема компрессора	Группа холодильных машин по табл. 4.4	Краткая характеристика схемы
1		II	Число ступеней до 9. Расположение колес на валу последовательное. Подшипники выносные. Два сальника. Система смазки открытая, единая для компрессора и привода. Привод внешний. Регулирование отсутствует
2		II	Число ступеней до 9. Расположение колес на валу последовательное. Подшипники внутренние. Одно сальниковое уплотнение. Система смазки компрессора закрытая. Привод непосредственный (например, паротурбинный). Регулирование отсутствует
3		I, II	Число ступеней до 6. Расположение колес на валу оппозитное (по секциям). Подшипники внутренние. Привод внешний. Система смазки компрессора закрытая. Регулирование производительности первой ступени каждой секции
4		I, II	Число ступеней до 3. Расположение колес на валу последовательное. Подшипники внутренние. Система смазки закрытая. Применяется также с турбинным приводом (без мультипликатора). Регулирование производительности первой ступени

№ пп.	Схема компрессора	Группа холо- дильных машин по табл. 4.4	Краткая характеристика схемы
----------	-------------------	--	------------------------------

5

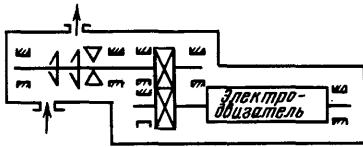


I

Число ступеней 1 или 2. Расположение колес на валу консольное или обычное. Подшипники и мультипликатор внутренние. Система смазки закрытая. Регулирование производительности первой ступени. Приводной двигатель внешний. Мультипликатор обычного или планетарного типа

6

а)



I

Число ступеней 1 или 2. Расположение колес на валу консольное или обычное. Подшипники и мультипликатор внутренние. Электродвигатель внутренний (встроенный), охлаждаемый холодильным агентом. Система смазки закрытая. Регулирование производительности первой (или первой и второй) ступени

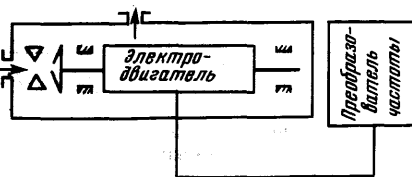
б)



I

а) Электродвигатель промышленной частоты тока. Охлаждение двигателя впрыском жидкости холодильного агента. Применяется также с расположением двух колес на одной консоли

в)

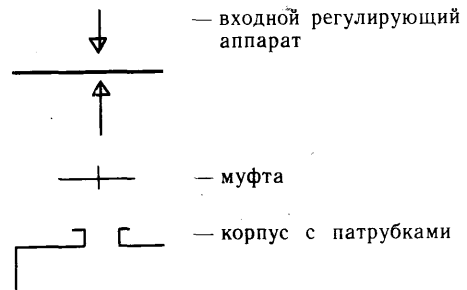
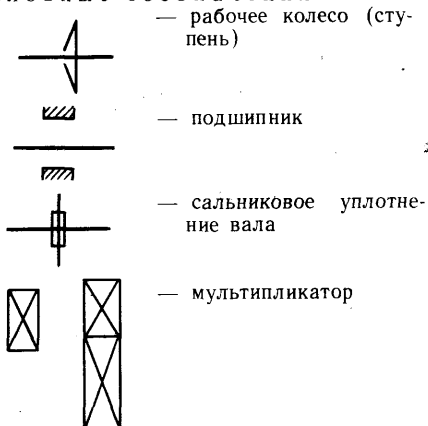


I

б) Электродвигатель промышленной частоты тока. Охлаждение впрыском жидкого холодильного агента. Применяется также с расположением двух колес на одной консоли

в) Электродвигатель высокочастотный. Охлаждение испаряющимся жидким холодильным агентом

Условные обозначения



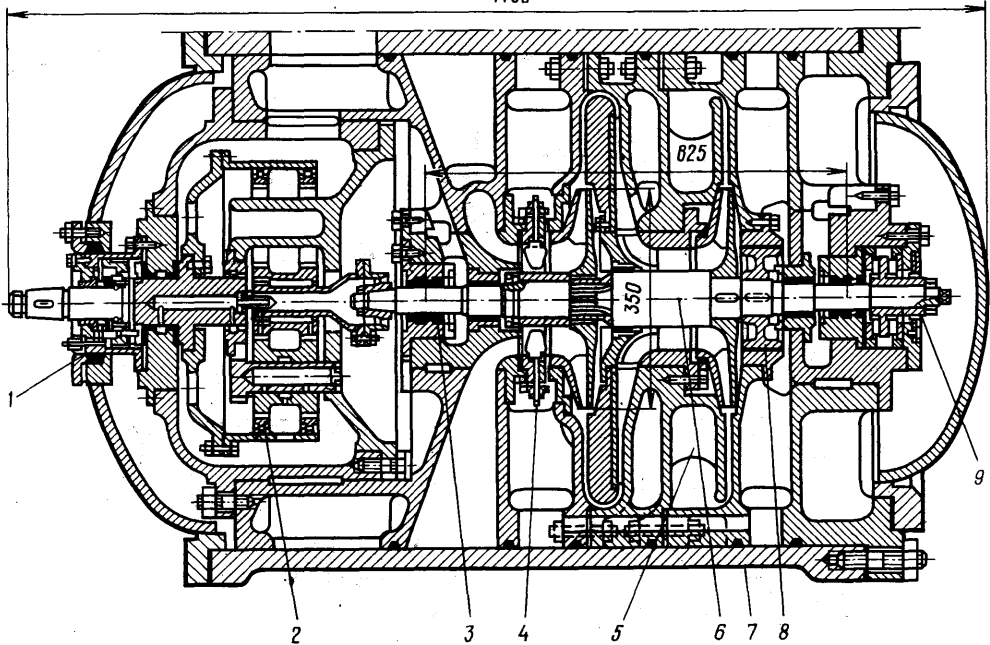


Рис. 4.21. Двухступенчатый фреоновый центробежный компрессор:

1 — сальниковое уплотнение вала; 2 — планетарный мультипликатор; 3 — радиальный подшипник; 4 — входной регулирующий аппарат (ВРА); 5 — пакет неподвижных элементов проточной части (диафрагм); 6 — ротор; 7 — корпус; 8 — разгрузочный поршень (думмис); 9 — радиально-упорный подшипник

тоты. Наиболее распространена схема 5, в которой использованы компрессоры со встроенным мультипликатором. Преимущество такой схемы — сравнительно высокая надежность уплотнения тихоходного вала.

Для агрегатов, комплектующих холодильные машины группы II (см. табл. 4.4), применяют в основном компрессоры, рассчитанные на большой объемный расход (при условиях всасывания от $7000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и выше). Широкое применение в отечественном холодильном машиностроении получила схема 3 (рис. 4.22), в которой предусмотрены две камеры всасывания и две секции ступеней, что позволяет осуществлять эффективные циклы, а также экономичное и глубокое регулирование холодопроизводительности. Схему 1 применяют сравнительно редко — только для крупных многоступенчатых компрессоров. Преимуществами такой схемы являются полное отсутствие смазочного масла в холодильном агенте и система смазки, единая для компрессора и привода, недостатком — наличие двух уплотнений вала.

Схемы 2 и 4 (с электроприводом) в новых конструкциях применяют редко.

Привод компрессора. Рабочая частота вращения роторов холодильных компрессоров составляет преимущественно $100 \dots 250 \text{ с}^{-1}$. Минимальная частота вращения, применяемая на практике, 60 с^{-1} ; максимальная (не считая отдельных специальных случаев) 300 с^{-1} .

Наиболее распространенный тип привода электрический, с частотой вращения 50 или 25 с^{-1} , с передачей через зубчатые мультипликаторы.

Применяют асинхронные и синхронные электродвигатели мощностью до $10\,000 \text{ кВт}$ и напряжением до 10 кВ при частоте тока 50 Гц (60 Гц). Встроенные электродвигатели только асинхронные, короткозамкнутые, с мощностью не выше 1500 кВт и напряжением не более 6 кВ , обычно двухполюсные. Частота вращения ротора у таких электродвигателей составляет 50 с^{-1} при частоте тока 50 Гц . Они имеют специальную изоляцию обмотки, стойкую в среде холодильного агента и масла. Используют также встроенные электродвигатели, работаю-

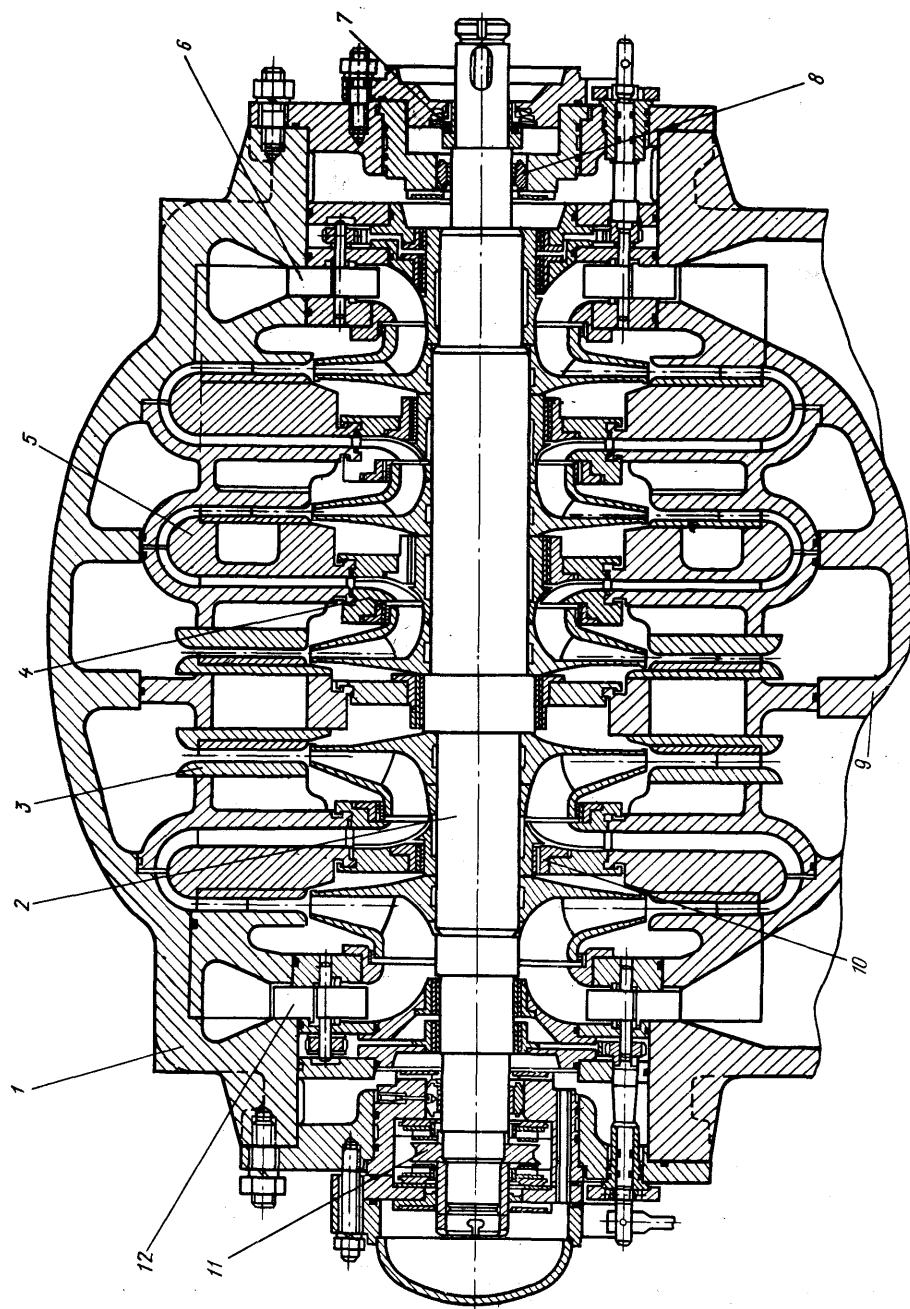


Рис. 4.22. Аммиачный центробежный компрессор:

1 — корпус, верхняя половина; 2 — ротор; 3 — диафрагма в сборе; 4 — лабиринт; 5 — диафрагма в сборе; 6 — входной регулирующий аппарат;

7 — торцевое уплотнение; 8 — опорный подшипник; 9 — корпус, нижняя половина; 10 — втулка лабиринтная; 11 — подшипник опорноупорный; 12 — входной регулирующий аппарат I ступени

щие при высокой частоте тока (300 Гц); достигаемой в специальных преобразователях, что позволяет получить частоту вращения ротора компрессора, равную 300 с^{-1} , без мультипликатора. Габариты таких электродвигателей при надлежащем охлаждении их значительно меньше, чем у электродвигателей промышленной частоты.

Наиболее распространенные виды зубчатых мультипликаторов одноступенчатые, с эвольвентным зацеплением (косозубые или шевронные) или зацеплением Новикова, с передаточным отношением до 6.

Прогрессивным направлением является применение мультипликаторов планетарного типа (обычно с заторможенным водилом). Основные преимущества такого мультипликатора — соосность валов электродвигателя и компрессора, низкий уровень вибрации и шума, высокая надежность.

При использовании холодильных компрессоров со встроенным приводом следует учитывать дополнительные энергетические потери, вызванные быстрым вращением деталей в относительно плотной среде пара фреона и масла.

На предприятиях, использующих пар для технологических целей или для получения электроэнергии, применяют паротурбинный привод.

Паровая турбина соединяется с компрессором без промежуточной передачи и позволяет регулировать холодопроизводительность машины изменением частоты вращения. Если центробежный компрессор включен в общую схему холодоснабжения с абсорбционной холодильной машиной, то пар после турбины используется в генераторе абсорбционной машины. В отдельных случаях применяют в качестве привода газовые турбины.

Система смазки. Система смазки обеспечивает смазку всех трущихся элементов компрессора, привода, а также гидравлическое уплотнение вала при выходе его из корпуса. Система смазки может быть закрытой и открытой (область применения систем смазки характеризуется табл. 4.4).

В системах обоих типов масло из бака (картера) подается насосом с приводом от отдельного электродвигателя, режее от вала компрессора или зубчатой передачи (в открытой системе). После насоса масло охлаждается в водяном холо-

дильнике и фильтруется. В закрытых системах не нужны автоматические приборы, поддерживающие заданное давление масла, подводимого к уплотнению вала, так как абсолютное давление масла определяется давлением пара холодильного агента в масляном баке (близким к давлению всасывания) и напором масляного насоса как при работе, так и после остановки машины. Для предотвращения попадания масла в проточную часть компрессора предусматривается система наддува концевых лабиринтных уплотнений и уравнильные паровые трубопроводы. В открытых системах необходима следящая и постоянно действующая система регулирования давления масла; при этом масляный насос должен создавать значительно более высокие разности давлений, чтобы во всех режимах обеспечить превышение давления масла в уплотнении над давлением пара в смежной полости компрессора.

В закрытых системах перед пуском масло нагревается до заданной температуры с помощью электрического или водяного (парового) подогревателя. Нагрев необходим для предотвращения вспенивания масла при понижении давления в масляном баке во время пуска компрессора, а также уноса масла в проточную часть компрессора вместе с паром фреона.

Конструкции основных узлов и деталей компрессора. Статор, основной несущий узел компрессора, включает корпус, вставные диафрагмы (образующие диффузоры, обратные направляющие аппараты), улитки и сборные камеры, подшипниковые узлы. Для агрегатов группы II (см. табл. 4.4) наиболее распространены литые корпуса и диафрагмы с горизонтальным разъемом. Плоскость разъема уплотняется по контуру корпуса специальными прокладками или герметиками с помощью мощных фланцев и шпилек.

Для агрегатов группы I (см. табл. 4.4) применяют литые или сварные корпуса без горизонтального разъема, но с пакетом чугунных или алюминиевых диафрагм, имеющих горизонтальный разъем.

Распространенной конструкцией для агрегатов этой группы является статор, имеющий только вертикальные разъемы (по корпусу, диафрагмам, лабиринтным уплотнениям и подшипникам). Такая конструкция с осевой сборкой всех элементов исключает слесарную подгонку

деталей при изготовлении и обеспечивает взаимозаменяемость узлов при ремонте.

Как правило, используют опорные подшипники скольжения с вкладышами, залитыми баббитом, а также подшипники скольжения, состоящие из пяти подвижных самоустанавливающихся сегментов. Упорные подшипники в большинстве случаев выполняют с поворотными секторными колодками с каждой стороны упорного диска вала.

Ротор представляет собой стальной вал с закрепленными на нем рабочими колесами, разгрузочным поршнем (думисом) для уменьшения осевого усилия, воспринимаемого упорным подшипником. Соединение рабочего колеса с валом может быть неразъемным, что обеспечивается горячей посадкой колес, или разъемным — для машин с осевой сборкой.

Наиболее распространены рабочие колеса из легированных сталей, титановых или алюминиевых сплавов, закрытые, с цельнофрезерованными в основном диске лопатками с приклепаным или припаянным (реже приваренным) покрывным диском. Применяют также цельнолитые закрытые или полуоткрытые колеса с пространственными (осерадиальными) лопатками.

В первых ступенях многоступенчатых машин применяют рабочие колеса компрессорного типа с выходными углами лопаток $45...90^\circ\text{C}$, а в последних — насосного типа (см. табл. 4.1).

Лабиринтные уплотнения, снижающие перетечки пара холодильного агента между полостями компрессора с различным давлением, выполняют гребенчатого типа в двух вариантах: гребни закреплены на роторе, ответные втулки в статоре; гребни выполнены во втулках статора, ответные цилиндрические поверхности на роторе гладкие или ступенчатые. Количество гребней 4...10, зазор между кромкой гребня и ответной поверхностью выполняют равным 0,1...0,2 мм в зависимости от размеров машин.

Одним из самых ответственных узлов холодильного компрессора является уплотнение вала. При закрытой системе смазки оно имеет конструкцию, сходную с применяемой для поршневых компрессоров: кольца торцевого трения и гидравлический затвор, создаваемый маслом, прокачиваемым через его полость. Одно или два кольца в паре трения вы-

полняют из композиционного материала на основе графита.

Компрессоры, работающие по схемам 2...4 (см. табл. 4.5), имеют уплотнения с высокими окружными скоростями на поверхностях колец. Эти скорости в некоторых конструкциях снижают примерно вдвое с помощью промежуточного плавающего кольца. Наиболее тщательного уплотнения требует сторона камеры уплотнения, граничащая с атмосферой. В сторону подшипниковой камеры компрессора допускается ограниченная протечка масла. В связи с этим все более широко применяют конструкцию, в которой внутреннее уплотнение выполнено в виде ложного неразъемного подшипника скольжения с малым зазором.

Для компрессоров, работающих по схеме I (см. табл. 4.5) с открытой системой смазки, наряду с конструкциями уплотнения, описанными выше, применяют щелевые уплотнения, представляющие собой самоустанавливающуюся втулку, насаженную на вал с малым зазором, в который подается масло с давлением, несколько превышающим давление пара в смежной полости компрессора. При работе компрессора масло постоянно поступает в две камеры: герметичную, расположенную в корпусе компрессора, и атмосферную (со стороны выхода вала из корпуса). Оба потока масла возвращаются в систему смазки. Однако выпуск масла из герметичной камеры требует применения автоматических устройств, а его повторное использование — последующей регенерации (освобождения от растворенного холодильного агента).

Встроенные устройства для регулирования расхода имеют разнообразную конструкцию (см., например, рис. 4.20, 4.21). Лопатки имеют специальный аэродинамический профиль и поворачиваются на заданный угол одновременно с помощью исполнительного механизма (электрического, пневматического, гидравлического) системы регулирования.

Зубчатые муфты соединяют валы привода и компрессора. Все конструкции содержат промежуточный валик, входящий в зацепление с зубьями полумуфт, насаженных на концы соединяемых валов, который компенсирует остаточную несоосность валов и позволяет разбирать (собирать) сальниковое уплотнение компрессора без перемещения корпусов агрегата.

Принципы унификации холодильных машин с центробежными компрессорами определяются в результате технико-экономического анализа производства с учетом числа типоразмеров осваиваемых машин и их количественного выпуска.

Всегда целесообразна широко практикуемая унификация элементов агрегата: узлов систем смазки (масляные баки, насосы, фильтры, холодильники), мультипликаторов, муфт, элементов автоматического регулирования и защиты. Сложнее и разнообразнее картина унификации собственно компрессоров и их элементов. Здесь существуют два принципа унификации: конструктивная и технологическая.

Конструктивная унификация предусматривает создание ряда компрессоров различного назначения, работающих на различных режимах и холодильных агентах, собираемых из ограниченного количества унифицированных рабочих колес, диффузоров, мультипликаторов и т. д. В основном это относится к компрессорам агрегатов группы I.

Технологическая унификация позволяет создавать компрессоры под конкретные требования заказчика, используя базовые корпуса компрессоров, а также набор заготовок и технологической оснастки, сокращающую номенклатуру используемых материалов, заготовок, типов оборудования, инструмента, приспособлений и т. п. В соответствии с этим принципом унифицируют диаметры и профили дисков рабочих колес, профили лабиринтных уплотнений, детали уплотнений, подшипники. Одни и те же отливки корпусов используются для различных модификаций компрессоров, в том числе работающих на различных агентах (например, аммиак и пропан).

Механические и прочностные расчеты холодильных центробежных компрессоров (расчеты напряжений во вращающихся дисках, критических частот вращения вала, осевого усилия и т. п.) изложены в специальной литературе (см., например И. А. Биргер и др. Расчет на прочность деталей машин. — М.: Машиностроение. 1979. — 702 с.; Мостюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин. — М.: Машиностроение. 1978. — 264 с.; Тимошенко С. П. Прочность и колебания элементов конструкций. — М.: Наука. 1975. — 704 с.).

В осуществленных конструкциях компрессоров преобладают гибкие валы, ког-

да рабочая частота вращения находится между второй и первой критическими частотами ($n_{кр1} > n_{раб} < n_{кр2}$). В конструкциях с расположением колес на консоле (схема б, в) валы жесткие ($n_{раб} < n_{кр1}$).

Состав, компоновка и особенности теплообменных аппаратов холодильных машин с центробежными компрессорами. Состав холодильных машин с центробежными компрессорами, характерный для каждой из двух групп, показан в табл. 4.4.

Для холодильных машин группы I производительностью более 2000 кВт характерно использование двух агрегатов — компрессорного и аппаратного, расположенных рядом на фундаменте (рис. 4.23) или на общей металлической раме. В этом случае компрессорный агрегат включает собственно компрессор, мультипликатор, двигатель, системы смазки. Аппаратный агрегат состоит из кожухотрубных конденсатора и испарителя, а также промежуточного сосуда с поплавковыми регуляторами, поддерживающими уровень «до себя». Конденсатор располагается над испарителем, что обеспечивает слив всего холодильного агента в испаритель при остановках машины.

Компрессор соединен с аппаратами трубопроводами (обычно без запорной арматуры) с компенсаторами сильфонного или линзового типа. Щит управления агрегатом обычно располагается отдельно в машинном зале.

Для водоохлаждающих холодильных машин (группа I) производительностью менее 4000 кВт широко применяют аппаратные агрегаты, выполненные в одной обечайке. Такой комбинированный аппарат, включающий все названные выше элементы, представляет собой сложную сварную конструкцию, имеющую ряд преимуществ: меньшая металлоемкость; меньшая длина трубопроводов; меньшее количество мест возможных утечек холодильного агента. Недостатком является вредный теплообмен между аппаратами. При такой компоновке агрегата компрессор (одна из схем б, табл. 4.5) всегда монтируют непосредственно на аппаратном агрегате.

Такие конструкции применяют только для водоохлаждающих машин. При унификации основных элементов машин для работы в разных диапазонах температур, в том числе низкотемператур-

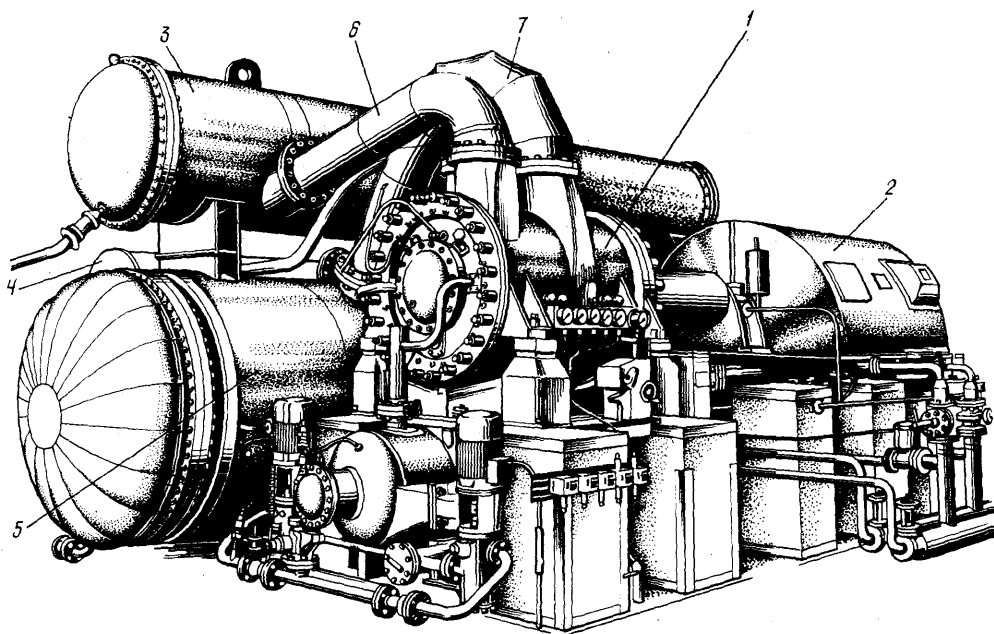


Рис. 4.23. Фреоновая водоохлаждающая машина типа IOTXMB-4000-2:

1 — компрессор; 2 — электродвигатель; 3 — конденсатор; 4 — поплавковый бак; 5 — испаритель; 6 — всасывающая линия; 7 — нагнетательная линия

ных машин, комбинированные аппараты не могут быть использованы.

Применение поплавковых регуляторов высокого давления в качестве регулирующих (дрессельных) органов определяет для агрегатов первой группы необходимость дозированной заправки холодильного агента, обеспечивающей нормальную работу аппаратов и исключающей попадание жидкого холодильного агента в компрессор при всех режимах работы, в том числе и пусковых.

Наиболее распространенным типом основных теплообменных аппаратов центробежных холодильных машин является кожухотрубный. Это аппараты с большой теплопередающей поверхностью и многорядными трубными пучками. Многорядный и тесный пучок труб способствует интенсификации теплопередачи, что особенно проявляется в конденсаторах фреоновых машин. В этих аппаратах предусматривают продольные (вдоль трубок) наклонные перегородки, которые образуют ходы по пару, увеличивая его скорость, и отводят конденсат. В результате увеличения скорости пара в тесном пучке получают коэффициенты теплоотдачи намного выше,

чем в аппаратах обычной конструкции и с меньшей поверхностью. При этом в конденсаторах при росте в определенных пределах температурного напора в противоположность обычной конструкции коэффициент теплоотдачи увеличивается. С увеличением плотности теплового потока рост коэффициента теплоотдачи замедляется. Это явление, характерное для крупных фреоновых конденсаторов с перечисленными выше особенностями конструкции, объясняется эффектом срыва пленки конденсата с труб потоком пара. Воздействие движения пара во фреоновых конденсаторах на жидкостную пленку сильнее, чем в аммиачных, из-за значительно большей плотности пара.

Скорость теплоносителя в трубках испарителей 1,5...2 м/с, воды в трубках конденсаторов 2...3,5 м/с. Применяют медные оребренные трубки с отношением площади наружной поверхности к внутренней около 4. В испарителях применяют трубки с пористыми наружными поверхностями, полученными плазменным напылением металла или спеканием металлического порошка. Теплоотдача таких поверхностей в 10 раз превышает теплоотдачу гладкой поверхности. Ис-

парители выполняют с большим паровым пространством и каплеотбойниками, что облегчает пуск машины и обеспечивает защиту компрессора от гидравлических ударов при переменных нагрузках. Пар в конденсатор обычно подводится снизу через распределительные решетки для сдува пленки конденсата, что увеличивает коэффициент теплоотдачи. Конденсаторы агрегатов группы I рассчитаны на оборотное водоснабжение и реже на прямое (например, речной водой).

Наиболее характерная компоновка агрегатов группы II — двухэтажное размещение оборудования в машинном зале (рис. 4.24). На верхней отметке размещают компрессоры, мультипликаторы, двигатели, органы управления (иногда в отдельном блоке). Ниже располагаются системы смазки, вспомогательное оборудование, линии трубопроводов с установленной на них запорной арматурой. Теплообменная и вспомогательная аппаратура холодильной установки располагается преимущественно на эстакадах вблизи здания машинного зала. Практикуются и одноэтажные компоновки оборудования агрегатов в машинных

залах или вне них, под навесом. Такие проектные решения определяются технико-экономическими показателями с учетом климатических условий.

Сведения о холодильных машинах и агрегатах с центробежными компрессорами отечественных конструкций приведены в табл. 4.6.

Автоматизация холодильных машин с центробежными компрессорами. Холодильные машины с центробежными компрессорами полностью автоматизированы и требуют в процессе эксплуатации лишь минимального наблюдения за их работой. Автоматика холодильных машин с центробежными компрессорами по сравнению с другими холодильными машинами имеет некоторые особенности.

Регулирование холодопроизводительности методом пуск—остановка для машин столь крупной производительности не применяют. Автоматический самопуск (например, по температуре теплоносителя) обычно не осуществляется. Пуск производится под наблюдением оператора по его команде.

В схеме агрегатов часто (особенно для агрегатов II группы) для разгрузки во время пуска предусматривают байпа-

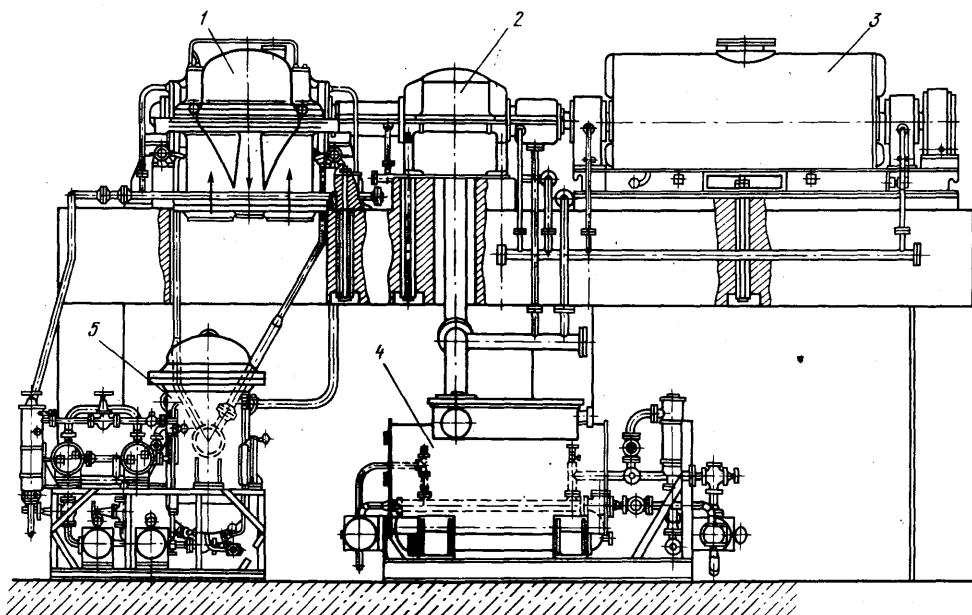


Рис. 4.24. Аммиачный центробежный холодильный агрегат АЦ4.1-7-3:

1 — компрессор; 2 — мультипликатор; 3 — электродвигатель; 4 — агрегат системы смазки привода; 5 — агрегат системы смазки компрессора

4.6. Основные параметры холодильных машин и агрегатов с центробежными компрессорами

Холодильный агент	Марка	Номинальный режим			Диапазон температур***, °C	Мощность электродвигателя, кВт	Частота вращения ротора компрессора, об/мин	Наружный диаметр колеса, мм	Число ступеней
		Холодопроизводительность, МВт	Температура*, °C	Температура**, °C					
Холодильные машины									
R12	10TXMB-2000-2	2,55	+30	+7	0...9	630	7831	350	2
R12	10TXMB-2000-2T	2,48	+40	+7	4...9	1250	9254	350	2
R12	20TXMB-2000-2	1,9	+30	-5	-8...0	800	9254	350	2
R12	20TXMB-2000-2T	1,85	+40	-5	-8...+4	1250	10302	350	2
R12	30TXMB-3000-2	1,51	+30	-15	-18...-8	800	10302	350	2
R12	10TXMB-4000-2	4,75	+30	+7	+4...+9	1250	5561	480	2
R12	10TXMB-4000-2T	5,34	+40	+7	+4...+9	2000	6529	480	2
R12	20TXMB-4000-2	4,17	+30	-5	-8...+4	1600	6529	480	2
R12	20TXMB-4000-2T	4,05	+40	-5	-8...+4	2000	7125	480	2
R12	30TXMB-2000-2	3,25	+30	-15	-18...-8	1250	7125	480	2
R22	10TXMB-8000-2	8,37	+30	+7	+4...+9	1600	6529	480	2
R22	10TXMB-8000-2T	9,75	+40	+7	+4...+9	2500	7623	480	2
R22	20TXMB-8000-2	7,55	+30	-5	-8...-4	3150	7623	480	2
Агрегаты									
R290	1АТКП-435-1600	1,8	+50	-38	-38...-28	1600	14400	350	4
R290	1АТКП-435-2000	2,8	+50	-25	-25...-15	2000	14400	350	3
R290	1АТКП-235-4000	5,4	+50	-5	-5...+2	2500	14400	350	2
R290	АЦ4.1-02-3	3,07	+50	-40	-40...-25	3150	10500	480	4
R290	1АЦ4.1-02-3	5,4	+50	-25	-30...-10	4000	10500	480	3
R290	АЦ4.1-02-1	10,15	+50	-5	-10...+5	4000	10500	480	2
R290	АТП5-5/3	5,8	+50	-38	-38...-25	6300	8800	600	4
Смесь	АТ 5-16/1	18,6	+50	-10...	-	8000	8500	600	2
Пропан				...+4***					
Бутан									
R717	1АЦ4.1-7-3	9,1	+50	-25	-30...-15	6300	15526	480	5
R717	1АЦ4.1-7-1	18,0	+50	0	-5...+5	6300	14600	480	3
R717	АЦ4.1-7-1	15,0	+50	-10	-15...+5	6300	14600	480	4

* Для машин указаны температуры воды на входе в конденсатор, для агрегатов — температура конденсации.

** Для машин указаны температуры хладоносителя на выходе из испарителя, для агрегатов — температуры кипения.

*** Кипение неизотермическое.

сирование пара (перепуск после охлаждения с нагнетательной стороны на всасывание). Закрытие байпасной линии и перевод агрегата на нормальную работу производятся автоматически по сигналу реле времени или другого датчика, контролирующего тот или иной параметр. Байпасная система часто выполняет функцию регулирования — она автоматически включается при минимально

допустимом расходе пара через компрессор.

Система регулирования производительности наряду с основной функцией — изменением холодопроизводительности по давлению всасывания или температуре теплоносителя в зависимости от теплового потока — в некоторых случаях выполняет вторую функцию — ограничение производительности агрега-

та при перегрузке по сигналу датчика мощности. Это позволяет без вмешательства оператора в автоматическом режиме производить захлаживание отепленной системы холоднонабжения или продолжать выработку холода в возможных пределах при нерасчетных условиях эксплуатации (скачкообразное изменение теплового потока, временное ухудшение работы системы охлаждения конденсаторов и т. п.).

Система автоматизации всегда предусматривает термостатирование масла — нагрев перед пуском, регулируемое охлаждение во время работы.

Наряду с другими видами защитной автоматики, применяемой в холодильных машинах с центробежными компрессорами, используют защиту по температурам масла и подшипников, по осевому смещению ротора (возможному при нерасчетных осевых усилиях по ротору, например, при попадании жидкости в компрессор) и по превышению допустимой вибрации ротора, возникающей в случае повреждения подшипников, с помощью бесконтактных датчиков.

Холодильные машины группы I, работающие на холодильных агентах низкого давления, и низкотемпературные агрегаты, работающие на холодильных агентах среднего и высокого давления, при наличии вакуума в системе оснащаются автоматическими устройствами отделения и удаления воздуха из системы.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — постоянная величина;
 a — скорость звука, м/с;
 b — постоянная величина;
 b — ширина колеса, м;
 $\bar{b}$ — относительная ширина колеса;
 C — коэффициент;
 c — абсолютная скорость, м/с;
 c — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);
 D, d — диаметр, м;
 $\bar{D} = \frac{D}{D_2}$ — относительный диаметр;
 i — удельная энтальпия, Дж/кг;
 K — критерий;
 k — показатель адиабаты;
 k — удельная кинетическая энергия, Дж/кг;
 k — расчетный коэффициент;
 l — удельная работа, Дж/кг;
 M — число Маха;
 G — массовый расход, кг/с;
 N — мощность, Вт;
 n — частота вращения, с⁻¹;
 p — давление, Па;

Q — холодопроизводительность, Вт;
 q — удельная холодопроизводительность, Дж/кг;
 q_v — объемная холодопроизводительность, Дж/м³;
 R — газовая постоянная, Дж/(кг·К);
 Re — число Рейнольдса;
 r — удельная теплота парообразования, Дж/кг;
 r — радиус, м;
 s — удельная энтропия, Дж/(кг·К);
 T — абсолютная температура, К;
 t — температура, °С;
 u — окружная скорость, м/с;
 V — объемный расход, м³/с;
 v — удельный объем, м³/кг;
 w — относительная скорость, м/с;
 Z — коэффициент сжимаемости;
 z — количество лопаток;
 α — угол, град;
 α — поправочный коэффициент;
 β — угол, град;
 β — относительная потеря;
 δ — угол, град;
 ϵ — холодильный коэффициент;
 η — коэффициент полезного действия;
 θ — разность температур, °С;
 θ — угол установки лопаток ВРА, град;
 μ — коэффициент уменьшения работы (коэффициент циркуляции);
 μ — молекулярная масса;
 ν — кинематическая вязкость;
 ν — удельная мощность;
 ξ — вспомогательная величина;
 π — степень повышения давления;
 ρ — плотность, кг/м³;
 σ — показатель степени;
 τ — поправочный коэффициент;
 Φ — коэффициент расхода;
 φ — коэффициент закручивания, коэффициент расхода;
 ψ — коэффициент напора.

Индексы

0 — кипение;
0 — с учетом всех потерь, кроме механических;
0, 1, 2, 3... — номер сечения проточной части в соответствии с рис. 4.1;
 ∞ — при бесконечном количестве лопаток;
к — конденсация;
к — конечный;
конд — конденсатор;
л — лопатка;
м — механический;
н — начальный;
ох — охлаждение;
пер — перетечки;
пол — политропный;
пр — промежуточный;
пр.ч — проточная часть;
прк — проектируемый;
прт — прототип;
т — турбина;

тр — трение;
 Э — по уравнению Эйлера;
 эл. дв — электродвигатель;
 эф — эффективный;
 с — относящийся к скорости c ;
 D — относящийся к диаметру D ;
 e — на валу компрессора;
 h — газодинамический;
 i — относящийся к одной ступени (с номером i);
 m — средний;
 n — относящийся к частоте вращения;
 p — при постоянном давлении;
 r — радиальный;
 s — изоэнтропный;
 u — относящийся к скорости u ;
 v — объемный;
 w — относящийся к скорости w .

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Быков А. В., Калнинь И. М., Крузе А. С. Холодильные машины и тепловые насосы. Повышение эффективности. М.: Агропромиздат, — 1988. — 288 с.
2. Быков А. В., Калнинь И. М., Цирлин Б. Л. Перспективы создания крупных турбокомпрессорных машин для теплонасосных установок//Теплоэнергетика. — 1978. — № 4. — С. 25—28.
3. Головин М. В., Нуждин А. С., Сухомлинов И. Я., Чистяков Ф. М. Определение параметров потока в рабочих колесах холодильных центробежных компрессоров//Химическое и нефтяное машиностроение. — 1986. — № 1. — С. 17—19.
4. ГОСТ 17549—87 «Турбокомпрессоры (агрегаты турбокомпрессорные) холодильные».
5. Калнинь И. М. Характеристики холодильных центробежных компрессоров//Труды ВНИИХолодмаша. — 1969. — С. 45—131.
6. Нуждин А. С. Математические модели для оптимизации центробежной ступени холодильного компрессора//Химическое и нефтяное машиностроение. — 1987. — № 1. — С. 27—30.
7. Отработка ряда унифицированных малорасходных модельных ступеней/Головин М. В., Коноваленко Ю. И., Сухомлинов И. Я.//Научно-технический прогресс в области холодильного и компрессорного машиностроения. Тематический сборник трудов ВНИИХолодмаша. — М., 1987. — С. 32—38.
8. Оценка характеристик центробежной холодильной ступени с закруткой потока на входе/Калнинь И. М., Коноваленко Ю. И., Сухомлинов И. Я. и др.//Холодильное оборудование для распределительных и производственных холодильников; Тем. сб. трудов. — М.: ВНИИХолодмаш. — 1975. — С. 41—53.
9. Сухомлинов И. Я. Унификация проточной части холодильных центробежных компрессоров//Холодильная техника. — 1986. — № 8. — С. 36—40.
10. Чистяков Ф. М. Холодильные турбоагрегаты. — М.: Машиностроение, 1967. — 287 с.

**КЛАССИФИКАЦИЯ
ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ
И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

Холодильные агенты в зависимости от уровня давлений разделяют на три группы: низкого давления, или высококипящие (t_s выше -10°C); среднего давления (t_s от -10 до -60°C); высокого давления, или низкокипящие (t_s ниже -60°C).

Эта классификация является условной и отражает классификацию холодильных машин, среди которых различают: высокотемпературные (t_0 выше -10°C) — к ним относятся тепловые насосы и машины для кондиционирования воздуха, в основном одноступенчатые; среднетемпературные (t_0 от -10 до -30°C), в основном одноступенчатые; низкотемпературные одноступенчатые (t_0 от -30 до -55°C), двухступенчатые (t_0 до -70°C) и каскадные (t_0 до -110°C).

Термодинамические характеристики распространенных холодильных агентов приведены в табл. 5.1 [14, 17, 23, 24, 27, 29, 36, 38, 43].

Термодинамические и теплофизические характеристики холодильных агентов рассматриваются в трех аспектах (табл. 5.2): с точки зрения влияния на эффективность термодинамического цикла, на эксплуатационные показатели холодильных машин и компрессоров и на конструктивные характеристики холодильных машин и компрессоров. Для оценки этого влияния пользуются соответствующими комплексами свойств холодильных агентов (третья колонка табл. 5.2).

За последнее время установлено, что некоторые вещества из класса хлорфторуглеродов (хладонов), применяемых в качестве холодильных агентов, разрушают озоновый слой Земли, который защищает от облучения ультрафио-

летовыми лучами солнца. К наиболее активным веществам относятся хладоны -11, -12, -113, -114, -115 и бромхладоны 12B1, 13B1, 114B2. Разрушение озонового слоя происходит под воздействием хлора и особенно брома, содержащихся в молекулах хладонов. Однако при наличии атомов водорода разрушающее действие хлора и брома резко снижается [39].

В соответствии с Программой ООН по окружающей среде (ЮНЕП) в 1987 г. вступил в действие «Монреальский протокол по веществам, разрушающим озоновый слой» во исполнение Венской конвенции об охране озонового слоя 1985 г., предусматривающий постепенное сокращение производства и потребления указанных выше хлорфторуглеродов. В связи с этим предлагаются альтернативные хладагенты вместо озоноопасных хладонов [6, 16, 39].

Изложенная в главе комплексная методика позволяет быстро оценить влияние свойств малоизученных хладагентов на эффективность, эксплуатационные и конструктивные показатели холодильных машин и компрессоров и определить целесообразность практического применения.

**ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ
ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ
НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ
ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦИКЛОВ**

Основным методом оценки эффективности термодинамических циклов является метод сопоставления холодильных коэффициентов теоретических циклов для рассматриваемых холодильных агентов [5]. Для оценки степени обратимости теоретических циклов рассматривают круговые процессы с адиабатным сжатием и дросселированием, тем-

5.1. Термодинамические характеристики холодильных агентов

Холодильный агент	Формула	Молекулярная масса μ , кг/кмоль	Нормальная температура кипения t_s , °C	Критическая температура $t_{кр}$, °C	Критическое давление $p_{кр}$, МПа	Теплота парообразования при 98 кПа r , кДж/кг	Газовая постоянная $R \cdot 10$, кДж/(кг·K)
-------------------	---------	-------------------------------------	---	---------------------------------------	-------------------------------------	---	--

Холодильные агенты низкого давления

R113	C_2F_3Cl	187,38	46,82	214,00	3,389	147	0,4437
R132в	$C_2H_2F_2Cl_2$	134,9	46,8	218,0	4,15	210	—
R123	$C_2HF_3Cl_2$	152,9	27,1	182,0	3,56	168	—
R11	$CFCl_3$	137,7	23,65	198,00	4,370	182	0,6053
R21	$CHFC1_2$	102,92	8,73	178,50	5,173	239	0,8078
R133a	$C_2H_2F_3Cl$	118,5	6,1	155,0	4,1	341,7	—
R114	$C_2F_4Cl_2$	170,92	3,63	145,70	3,333	133	0,4864
R12B1	CF_2BrCl	165,36	—3,83	153,73	4,252	131,5	0,5028
RC318	C_4F_8	200,04	—5,97	115,32	2,780	112	0,4156
R142в	$C_2H_3F_2Cl$	100,49	—9,2	136,45	4,138	223,5	0,8274
R124a	$C_2H_2F_4Cl$	136,47	—12,0	126,7	3,47	158	—

Холодильные агенты среднего давления

R152a	$C_2H_4F_2$	66,05	—24,55	113,5	4,49	331	—
R134a	$C_2H_2F_4$	102	—26,5	101,5	4,06	216	—
R12	CF_2Cl_2	120,91	—29,74	112,00	4,119	166	0,6876
R717	NH_3	17,03	—33,34	132,4	11,397	1360	4,8816
R500	73,8 % R12 + + 26,2 % R152	99,3	—33,3	105,5	4,36	197,3	0,8373
R501	75 % R22 + 25 % R12	—	—34	—	—	—	—
R218	C_3F_8	188,02	—36,8	71,9	2,67	107,8	—
R115	C_2F_5Cl	154,46	—38,97	79,94	3,192	125,9	0,5383
R22	CHF_2Cl	86,47	—40,81	96,13	4,99	229	0,9616
R290	C_3H_8	44,10	—41,97	96,81	4,269	419	1,8865
R502	51,2 % R115 + + 48,8 % R22	111,63	—45,62	82,16	4,010	175	0,7448
R143	$C_2H_3F_3$	84,04	—47,58	73,10	4,110	234,8	0,9893
R125	CHF_3	120,02	—48,5	67,7	3,39	155,5	—
R504	51,8 % R115 + + 48,2 % R32	79,42	—57,4	66,39	4,77	236	1,0493
R32	CH_2F_2	52,05	—51,6	78,4	5,84	390	—
R13B1	CF_3B	148,91	—57,77	66,9	3,946	118	0,5584

Холодильные агенты высокого давления

R744	CO_2	44,1	—78,5*	31,2	7,378	573,13*	1,8892
R13	CF_3Cl	104,46	—81,59	28,75	3,868	149,7	0,7960
R23	CHF_3	70,01	—82,59	26,3	4,811	239,5	1,1875
R170	C_2H_6	30,07	—88,14	32,27	4,934	470	2,7651
R503	59,9 % R13 + + 40,1 % R23	87,25	—87,84	19,5	4,338	179,5	0,9529
R1150	$CH_2=CH_2$	28,05	—103,74	9,5	5,056	465,57	2,9657
R14	CF_4	88,0	—128,02	—45,65	3,745	136,3	0,9448

* Нормальная температура и теплота сублимации соответственно.

Примечание. Холодильные агенты обозначают одним из следующих способов: словами «холодильный агент», или символом R, или торговым названием с последующим соответствующим цифровым обозначением, или химической формулой, или химическим названием. В СССР торговым названием холодильных агентов — хлорфторуглеродов является «хладон».

5.2. Зависимость показателей холодильных циклов и машин от свойств холодильных агентов

Показатель	Обозначение и формулы	Комплексы свойств холодильного агента
------------	-----------------------	---------------------------------------

Влияние свойств холодильных агентов на эффективность термодинамического цикла

Коэффициент (степень) термодинамического совершенства холодильного агента

$$\eta_{\tau} = \frac{\varepsilon_{\tau}}{\varepsilon_c} = \eta_{\lambda} \eta_{\pi}, \quad (5.1) \quad \frac{c'_x}{r_0} \quad \text{совместно с}$$

где η_{π} — коэффициент потерь от перегрева паров при сжатии; ε_{τ} — теоретический холодильный коэффициент цикла; ε_c — холодильный коэффициент цикла Карно

$$\eta_{\tau} = \frac{1 - \frac{c'_x}{r_0}}{1 - \frac{c'_x}{r_0} \theta \frac{T_0}{2 \left(T_0 + \frac{\theta}{2} \right) + B}}, \quad (5.2)$$

где $\theta = T_k - T_0$;
 c_x — в интервале θ

Коэффициент потерь от дросселирования жидкого холодильного агента

$$\eta_{\lambda} = \frac{1 - \frac{c'_x}{r_0} \theta}{1 - \frac{c'_x}{r_0} \theta \frac{T_0}{2 \left(T_0 + \frac{\theta}{2} \right)}}, \quad (5.3) \quad \frac{c'_x}{r_0}$$

Комплекс, учитывающий влияние перегрева при сжатии в формуле (2)

$$B = \frac{\frac{1}{2} \frac{c'_x}{r_0} \theta T_0 (T_0 + \theta)}{\left(\frac{c_p}{c'_x} + 1 - \frac{T_0}{T_0 - \theta/2} \right) \left(T_0 + \frac{\theta}{2} \right)}, \quad (5.4) \quad \frac{c'_x}{r_0} \quad \text{совместно с}$$

где c'_x и c_p при p_k [только в формуле (5.4)] c_p/r_0

Коэффициент эффективности цикла с регенерацией теплоты

$$\eta_{\tau.p} = \frac{\varepsilon_{\tau.p}}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{q_{vp}}{q_v} = \frac{c_p}{c'_x/r_0} \quad \text{совместно с}$$

$$= \frac{T_0}{T_0 + \theta_p} \left(1 + \frac{\frac{c_p}{r_0} \theta_p}{1 - \frac{c'_x}{r_0} \theta} \right), \quad (5.5)$$

где $\varepsilon_{\tau.p}$ — теоретический холодильный коэффициент цикла с регенерацией теплоты;
 $\theta = T_k - T_0$;
 $\theta_p = T_{вс} - T_0$;
 c_p — средняя теплоемкость пара в интервале θ_p

Удельная объемная холодопроизводительность без перегрева пара (без регенерации теплоты)

$$q''_v = \frac{q_0}{v''} = \left[1 - \frac{c'_x}{r_0} (T_k - T_0) \frac{r_0}{v''} \right], \quad (5.6) \quad \frac{r_0/v''}{c'_x/r_0} \quad \text{совместно с}$$

с перегревом пара (с регенерацией теплоты)

$$q_{vp} = q''_v \frac{T_0}{T_0 + \theta_p} + \frac{c_p}{v_{вс}} \theta_p. \quad (5.7) \quad c_p/v_x$$

Коэффициент эффективности цикла с регенерацией

$$\eta_{\tau.p} = \frac{\varepsilon_{\tau.p}}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{T_0 + \Delta T_{\tau}}{T_0 + \theta_p + \Delta T_{\tau.p}}. \quad (5.8) \quad \frac{c_p/r_0}{c'_x/r_0} \quad \text{совместно с}$$

Показатель	Обозначение и формулы	Комплексы свойств холодильного агента
------------	-----------------------	---------------------------------------

цией теплоты и подогревом пара во встроенном электродвигателе

Коэффициент, учитывающий влияние подогрева пара в электродвигателе на эффективность цикла

$$\eta_{т.э} = \frac{\varepsilon_{т.р.э}}{\varepsilon_{т.р}} = \frac{T_0 + \theta_p}{T_0 + \theta_p + \Delta T_{э.р}} \quad (5.9) \quad l_{ад}/c_p$$

Определитель (комплекс) для оценки эффективности регенерации теплоты

$$K_1 = \frac{\frac{c_p}{r_0} T_0}{1 - \frac{c'_x}{r_0} \theta} \quad (5.10) \quad \frac{c_p/r_0}{c'_x/r_0} \text{ совместно с}$$

Величина охлаждения жидкости в цикле с регенерацией теплоты

$$\Delta T_{ж} = \frac{c_p}{c'_x} \theta_p \quad (5.11) \quad c_p/c'_x$$

где $\theta_p \leq \theta$

Предельная величина охлаждения жидкости при $\theta_p = \theta$

$$\Delta T_{ж \max} = \frac{c_p}{c'_x} \theta \quad (5.12) \quad c_p/c'_x$$

Относительная удельная тепловая нагрузка в регенеративном теплообменнике

$$\bar{q}_{р.т} = \frac{q_{р.т}}{q_{0р}} = \frac{\frac{c_p}{r_0} \theta_p}{1 - \frac{c'_x}{r_0} \theta + \frac{c_p}{r_0} \theta_p} \quad (5.13) \quad \frac{c_p/r_0}{c'_x/r_0} \text{ совместно с}$$

Тепловая нагрузка регенеративного теплообменника

$$Q_{р.т} = V_{км} \lambda q_{вр} q_{р.т} \quad (5.14) \quad q_{вр}, c_p/r_0, c'_x/r_0$$

Определитель (комплекс) для оценки эффективности промежуточного охлаждения впрыском жидкого холодильного агента в двухступенчатом цикле

$$K_2 = \frac{\frac{c_p}{r_0} T_{охл}}{1 - \frac{c'_x}{r_0} \theta_{пр}} \quad (5.15) \quad \frac{c_p/r_0}{c'_x/r_0} \text{ совместно с}$$

где $T_{охл}$ — температура, до которой охлажден сжатый пар в первой ступени (низкого давления); c_p/r_0 и c'_x/r_0 относятся ко второй ступени (высокого давления)

Коэффициент эффективности цикла с двукратным дросселированием.

$$\eta_{т.д} = \frac{\varepsilon_{т.д}}{\varepsilon_t} = \frac{1 + \alpha b}{1 + \alpha \frac{l_{ад II}}{l_{ад}}} \quad (5.16) \quad c'_x/r_0, c''_x/r_0$$

$$\text{где } \alpha = \frac{\frac{c'_x}{r_0} \theta_{пр}}{1 - \left(\frac{c'_x}{r_0} \right)_{II} \theta_{пр}}; \quad (5.17)$$

$$b = 1 + \left(\frac{c'_x}{r_0} \right)_{II} \frac{T_{пр} - T_0}{1 - \left(\frac{c'_x}{r_0} \right)_{II} \theta_{пр}} \quad (5.18)$$

В формулах (5.15)...(5.18) ε_t — холодильный коэффициент одноступенчатого цикла; $\varepsilon_{т.д}$ — то же цикла с двукратным дросселированием; $T_{пр}$ — температура насыщения, соответствующая промежуточному давлению; $\theta_{пр} = T_k - T_{пр}$; $l_{ад}$ — для одноступенчатого сжатия; $l_{ад II}$ — принимается неизменной в цикле с дросселированием и без него

Показатель	Обозначение и формулы	Комплексы свойств холодильного агента
------------	-----------------------	---

Определитель (комплекс)
для оценки эффективно-
сти двукратного дроссе-
лирования

$$K_3 = \frac{c'_x}{r_0} \theta_{\text{пр}} \geq 0,15 \quad (5.19)$$

Влияние свойств холодильных агентов на эксплуатационные показатели холодильных компрессоров и машин

Удельная адиабатная ра-
бота сжатия

$$l_{\text{ад}} = \frac{\bar{k}_v}{\bar{k}_v - 1} Z_1 R T_1 (\pi^{\frac{\bar{k}_v - 1}{\bar{k}_v}} - 1); \quad (5.20) \quad \pi \text{ совместно с } \bar{k}_v, Z \text{ и } \mu$$

$$l_{\text{ад}} = C \frac{\bar{l}_{\text{ад}}}{\mu} (\bar{k}_v Z_1 T_1). \quad (5.21) \quad \bar{l}_{\text{ад}}/\mu, \bar{k}_v, Z$$

$$C = R\mu \approx \text{const}$$

Показатели адиабаты
конечных параметров

$$\bar{k}_v = \frac{\lg \pi}{\lg \frac{v_1}{v_2}} = \frac{\lg \pi}{\lg \left(\frac{Z_1}{Z_2} \frac{\pi}{T_2/T_1} \right)}; \quad (5.22)$$

$$\bar{k}_\tau = \frac{\lg \pi}{\lg \frac{\pi}{T_2/T_1}}; \quad (5.23)$$

Безразмерная работа

$$\bar{l}_{\text{ад}} = \frac{l_{\text{ад}}}{a_1}, \quad (5.24) \quad \pi$$

$$\text{где } a_1 = \sqrt{\bar{k}_v Z_1 R T_1}, \quad (5.25)$$

$$l_{\text{ад}} = \frac{1}{k-1} (\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (5.26) \quad \pi \text{ совместно с } k$$

Повышение температуры
в процессе адиабатного
сжатия

$$\frac{T_{2\text{ад}}}{T_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \pi^{\frac{k_\tau - 1}{k_\tau}}; \quad (5.27) \quad \pi \text{ совместно с } \bar{k}_v, Z$$

$$\Delta T_{\text{ад}} = T_{2\text{ад}} - T_1 = T_1 (\pi^{\frac{\bar{k}_T - 1}{\bar{k}_T}} - 1) \quad (5.28) \quad \pi \text{ совместно с } \bar{k}_T$$

Теплота, переданная па-
ру в компрессоре

$$Q_{\text{км}} = \frac{l_{\text{ад}}}{v_{\text{вс}}} \frac{V_{\text{км}} \lambda}{\eta_e} \frac{1}{\eta_3}, \quad (5.29) \quad l_{\text{ад}}/v_{\text{вс}}$$

где η_3 — КПД встроенного электродвигателя
(для компрессора с открытым приводом $\eta_3 = 1$)

Теплота, соответствующая
потерям в электро-
двигателе

$$Q_3 = \frac{l_{\text{ад}}}{v_{\text{вс}}} \frac{V_{\text{км}} \lambda}{\eta_e} \frac{1 - \eta_3}{\eta_3}, \quad (5.30) \quad c_p/V_{\text{вс}} \text{ совместно с } l_{\text{ад}}/v_{\text{вс}}$$

Теплота, отведенная в
окружающую среду с по-
верхности компрессора

$$Q_{\text{о.с}} = V_{\text{км}} \lambda \frac{l_{\text{ад}}}{v_{\text{вс}}} \left(\frac{1}{\eta_e \eta_3} - \tau_{\text{км}} \right) \quad (5.31) \quad l_{\text{ад}}/v_{\text{вс}}$$

Доля теплоты, отведен-
ной в окружающую сре-
ду

$$\bar{Q}_{\text{о.с}} = \frac{Q_{\text{о.с}}}{860 N_{\text{км}}} = 1 - \eta_e \eta_3 \tau_{\text{км}}, \quad (5.32) \quad c_p/v_{\text{вс}}$$

где $\tau_{\text{км}}$ — температурный коэффициент.

$$\tau_{\text{км}} = \frac{\Delta t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{ад}}} = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{вс}}}{t_{2\text{ад}} - t_{\text{вс}}}, \quad (5.33) \quad c_p/v_{\text{вс}}$$

причем $t_{\text{вс}}$ и $t_{2\text{ад}}$ выбирают в соответствии с
рис. 5.1; для компрессора с открытым при-
водом $\eta_3 = 1$

Показатель	Обозначение и формулы	Комплексы свойств холодильного агента
------------	-----------------------	---------------------------------------

Теплота, отведенная от встроенного электродвигателя

$$Q_3 = \frac{c_p}{v_{вс}} V_{км} \lambda \Delta T_3, \quad (5.34) \quad \frac{c_p}{v_{вс}} \text{ совместно с } \frac{l_{ад}}{c_p}$$

Теоретический подогрев пара во встроенном электродвигателе

$$\Delta T_3 = \frac{l_{ад}}{c_p} \frac{1}{\eta_e} \frac{1 - \eta_3}{\eta_3}. \quad (5.35) \quad l_{ад}/c_p$$

Влияние свойств холодильных агентов на конструктивные характеристики холодильных компрессоров и машин

Диаметры трубопроводов

паровых

$$d_n = d_n^* \sqrt[4]{\frac{c_{p,n}^*}{v_{вс}}}. \quad (5.36)$$

* Для известного холодильного агента

жидкостных

$$d_{ж} = d_{ж}^* \sqrt{\left(\frac{v'}{v_{вс}}\right) : \left(\frac{v'}{v_{вс}}\right)^*}. \quad (5.37)$$

Гидравлическое сопротивление

$$\frac{\Delta p}{\rho} = B \mu, \quad (5.38)$$

$$\text{где } B = C \frac{\xi \omega^2}{2} \quad (5.39)$$

Диаметр цилиндра поршневого компрессора

$$D = D^* \sqrt{\frac{q_v^*}{q_v}} \quad (5.40)$$

Комплекс, характеризующий нагрузку на механизм движения поршневого компрессора (в одном и том же температурном режиме работы)

$$\frac{q_v}{p_k - p_0} \approx \text{const} \quad (5.41)$$

Диаметр рабочего колеса центробежного компрессора

$$D = C_D^* \sqrt{\frac{Q_0}{M_u q_v K_v}} \sqrt{\frac{\mu}{Z_{вс} \bar{k}_v T_{вс}}}, \quad (5.42) \quad \mu / (Z_{вс} \bar{k}_v q_v)$$

где C_D определяется конструкцией колеса и не зависит от рода холодильного агента;

$$K_v = \frac{v_{вс}}{v_{вх}} \quad (v_{вх} \text{ — при входе в колесо})$$

для заданной объемной производительности

$$\left(\frac{D}{D^*}\right)_v = \sqrt{\frac{(M_u a_1)^*}{M_u a_1}} = m_{DV}, \quad (5.43) \quad a_1$$

$$\text{где } a_1 = C \sqrt{\frac{Z_1 \bar{k}_v T_n}{\mu}}$$

(Z_1 — при входе в колесо). $C = \sqrt{R \mu}$;

для заданной холодопроизводительности

$$\left(\frac{D}{D^*}\right)_q = m_{DV} \sqrt{\frac{q_v^*}{q_v}}; \quad (5.44) \quad \frac{Z_1 \bar{k}_v}{\mu} q_v$$

для заданной производительности при $M_u = \text{idem}$

$$D \sim \sqrt{\frac{\sqrt{\mu}}{q_v}} \quad (5.45)$$

Показатель	Обозначение и формулы	Комплексы свойств холодильного агента
Окружная скорость на наружном диаметре колеса	$u = M_u a_1$ (5.46)	a_1
при $M_u = \text{idem}$	$u \sim \sqrt{\frac{\bar{k}_v}{\mu}}$ (5.47)	$\bar{k}_v/\mu$
Степень повышения давления в ступени	$\pi_{ст} = \left(1 + \frac{\bar{k}_v - 1}{\eta_{ад}} \psi M_u^2\right)^{\frac{\bar{k}_v}{\bar{k}_v - 1}} \eta_{ад}$ (5.48)	$\bar{k}_v$
Число ступеней центробежного компрессора	$Z = (1, 0 \dots 1, 3) - \frac{\lg \pi}{\lg \pi_{ст}}$ (5.49)	π
Частота вращения колеса	$n = C_n^{**} \sqrt{M_u^3 q_v K_v \left(\frac{\bar{k}_v Z_{вс} T_{вс}}{\mu}\right)^{3/2}}$ (5.50)	$q_v^2 (\bar{k}_v Z_{вс} / \mu)^3$
для заданной объемной производительности	$\left(\frac{n}{n^*}\right)_v = \sqrt{\frac{(M_u a_1)^3}{[(M_u a_1)^*]^3}} = m_{nv};$ (5.51)	a_1
для заданной холодопроизводительности	$\left(\frac{n}{n^*}\right)_q = m_{nv} \sqrt{\frac{q_v}{q_v^*}}$ (5.52)	q_v
Расшифровку C_D и C_n см. в работе [32]		

пературами кипения и конденсации, совпадающими с температурными источниками теплоты. В качестве эталонного обратимого цикла принимают цикл Карно. Степень обратимости одноступенчатого термодинамического цикла характеризует термодинамическое совершенство холодильных агентов.

Цикл без регенерации теплоты. Энергетическая эффективность теоретического цикла без регенерации теплоты 1—2—3—4 (рис. 5.1) характеризуется коэффициентом термодинамического совершенства холодильного агента¹ (см. табл. 5.2, формулы (5.1, 5.2)). Коэффициент (степень) термодинамического совершенства холодильного агента η_t зависит от внутренних необратимых потерь в цикле, определяемых коэффициентами потерь от дросселирования η_d (формула (3)) и от перегрева паров при сжатии η_p [8].

Малым потерям от дросселирования жидкого холодильного агента в

регулирующем вентиле и малым потерям от перегрева паров при сжатии соответствуют высокие значения коэффициентов η_d и η_p . Энергетическая эффективность цикла увеличивается при использовании холодильных агентов с высокими η_d и η_p .

При определении η_t по формуле (2) потери от перегрева паров при сжатии учитывают комплексом B , рассчитываемым по формуле (5.4). С увеличением c_p''/r_0 и уменьшением c_p/c_p'' комплекс B растет, а η_t падает [8, 11].

У холодильных агентов, имеющих сравнительно высокие потери при дросселировании, как правило, сравнительно низкие потери от перегрева паров при сжатии и наоборот. С понижением температуры кипения t_0 потери от дросселирования увеличиваются (рис. 5.2).

В цикле без регенерации теплоты на η_t и ε_t решающее влияние оказывает комплекс c_p''/r_0 , определяющий дроссельные потери в цикле. Согласно общей тенденции c_p''/r_0 возрастает с понижением нормальной температуры кипения холодильного агента t_s и ростом $\pi_{кр} = p/p_{кр}$ (рис. 5.3).

* По существу, совершенства одноступенчатого холодильного цикла для конкретного холодильного агента.

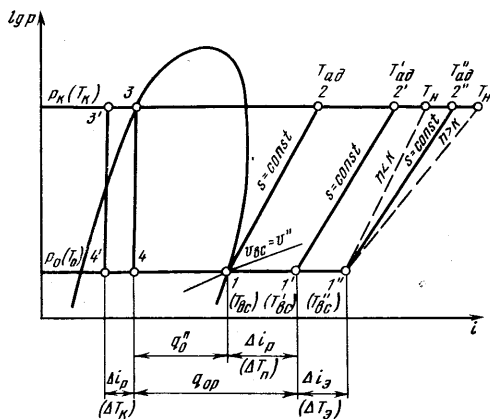


Рис. 5.1. Принципиальная схема термодинамического цикла одноступенчатой холодильной машины:

1 — всасывание на линии насыщения; $T_{вс} = T_1 = T_0$; 1' — всасывание при наличии регенеративного теплообмена; $T'_{вс} = T_0 + \Delta T_n$; 1'' — всасывание при наличии регенеративного теплообмена с учетом подогрева пара во встроенном электродвигателе; $T''_{вс} = T_0 + \Delta T_n + \Delta T_s$

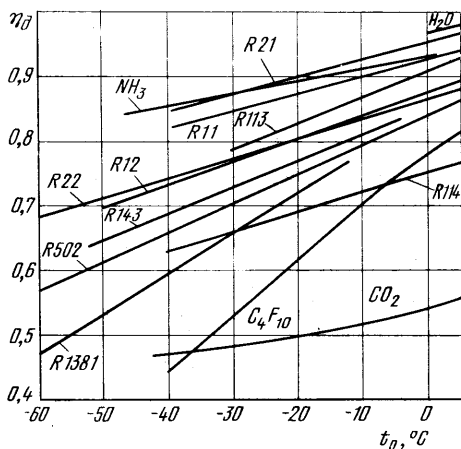


Рис. 5.2. Зависимость коэффициентов дросселирования η_d для различных холодильных агентов от температуры кипения при $t_k = 30$ °C

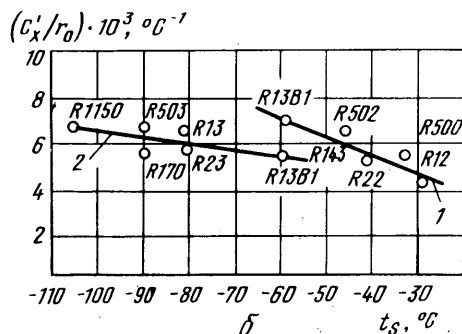
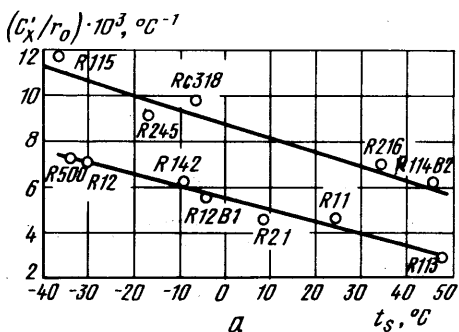


Рис. 5.3. Зависимость c'_x/r_0 от t_s для холодильных агентов:

а — низкого давления ($t_0 = 5$ °C; $t_k = 80$ °C); б — среднего и высокого давлений; 1 — среднего давления ($t_0 = -40$ °C; $t_k = 30$ °C); 2 — высокого давления ($t_0 = -80$ °C; $t_k = -30$ °C)

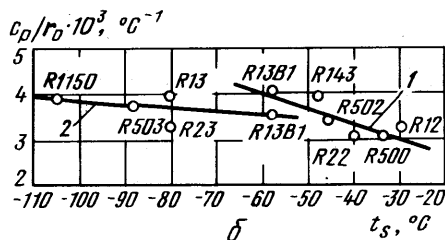
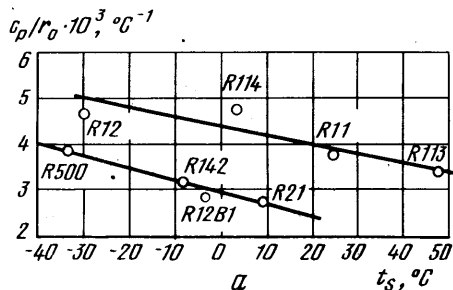


Рис. 5.4. Зависимость c_p/r_0 от t_s для холодильных агентов:

а — низкого давления ($t_0 = 5$ °C; $t_k = 80$ °C); б — среднего и высокого давлений; 1 — среднего давления ($t_0 = -40$ °C; $t_k = 30$ °C); 2 — высокого давления ($t_0 = -80$ °C; $t_k = -30$ °C)

Цикл с регенерацией теплоты. Энергетическая эффективность регенерации теплоты в теоретическом цикле [9] характеризуется коэффициентом эффективности $\eta_{тр}$, который представляет собой отношение холодильных коэффициентов циклов $1'-2'-3'-4'$ и $1-2-3-4$ [см. рис. 5.1 и формулы (5.5)...(5.7) в табл. 5.2]. Коэффициенты эффективности цикла с регенерацией теплоты по сравнению с циклом без регенерации и без подогрева пара во встроенном электродвигателе компрессора можно определить также из соотношения удельных объемных холодопроизводительных холодильных агентов q'' и $q_{вр}$, определяемых по формулам (5.6) и (5.7). Значения q'' и $q_{вр}$ увеличиваются с понижением t_s .

Ухудшение энергетической эффективности цикла из-за подогрева пара во встроенном электродвигателе бессальникового или герметичного компрессоров [см. формулы (5.8) и (5.8)] более ощутимо при использовании холодильных агентов с высокими значениями величины $l_{ад}/c_p$.

Эффективность регенерации теплоты оценивается с помощью определителя (комплекса) K_1 , рассчитываемого по формуле (10). Регенерация выгодна, если $K_1 > 1$, и эффективность ее возрастает с увеличением K_1 (см. табл. 5.3). Значение комплекса K_1 зависит от соотношения комплексов c_p/r_0 и c_x''/r_0 . Наблюдается устойчивая тенденция к повышению c_p/r_0 у холодильных агентов с

более низкими значениями температуры t_s (рис. 5.4).

Регенеративный теплообмен в термодинамическом цикле может быть осуществлен в разной степени. Предельно возможная величина охлаждения жидкости $\Delta T_{ж\max}$ [11, 20] при отсутствии разности температур на теплом конце регенеративного теплообменника зависит от отношения теплоемкостей пара и жидкости c_p/c_x , как следует из формул (5.11), (5.12).

Действительное соотношение тепловых нагрузок регенеративного теплообменника определяется комплексом $q_{р.т}$ [формулы (13), (14)], который возрастает с понижением температуры t_s [9, 10, 11].

Двухступенчатый цикл. Эффективность двухступенчатого цикла с охлаждением горячих паров впрыском жидкого холодильного агента [10, 11, 32, 33] оценивают при помощи определителя (комплекса) K_2 (формула (5.15) в табл. 5.2).

Такой способ охлаждения горячих паров выгоден при $K_2 < 1$, и тем в большей степени, чем меньше K_2 . Значения K_2 для различных холодильных агентов приведены в табл. 5.4.

5.4. Значения комплекса K_2

Режим	Холодильный агент	K_2
Высокотемпературный ($t_0 = 0^\circ\text{C}$; $t_k = 50^\circ\text{C}$; $t_{пр} = 25^\circ\text{C}$)	R142	1,815
	R12B1	1,605
	R21	0,924
	R11	2,47
	R12	2,43
Низкотемпературный ($t_0 = -70^\circ\text{C}$; $t_{пр} =$ $= -50^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$)	R170	1,055
	R13	1,2
	R13B1	0,96
	R502	0,88
	R290	0,95
	R22	0,68
	R717	0,658

Применение в двухступенчатом цикле двукратного дросселирования для снижения дроссельных потерь ориентировочно можно считать целесообразным при $\eta_{т.д} > 0,08$ (формулы (5.16)...(5.19), при этом величина определителя (комплекса) K_2 обычно не превышает 0,15 [10].

5.3. Значения комплекса K_1

Режим	Холодильный агент	K_1	$t_{ад}, ^\circ\text{C}$
Высокотемпературный ($t_0 = 5^\circ\text{C}$; $t_k = 80^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 20^\circ\text{C}$)	R11	1,3	106
	R21	1,04	128
	R12B1	2,5	101
	R12	1,22	70
Среднетемпературный ($t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k =$ $= 30^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 15^\circ\text{C}$)	R717	0,58	99
	R500	1,24	70
	R22	1,02	88
	R22	1,0	140
Низкотемпературный ($t_0 = -40^\circ\text{C}$; $t_k =$ $= 30^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 15^\circ\text{C}$)	R502	2,7	110
	R143	1,27	120
	R13B1	1,97	105
	R13	1,21	80
Каскадный (нижняя ветвь) ($t_0 = -80^\circ\text{C}$; $t_k = -30^\circ\text{C}$; $t_{вс} =$ $= 0^\circ\text{C}$)	R23	0,79	114
	R170	1,22	96
	R503	1,06	92

ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И КОМПРЕССОРОВ

Уровни давлений, разности давлений Δp и отношений давлений π . Давление насыщения холодильного агента при рабочих температурах определяет запасы прочности элементов холодильной машины. Разность давлений конденсации и кипения определяет нагрузку на механизм движения компрессора и диапазон рабочих давлений (температур) конденсации. Уровни давлений и разности давлений являются основными факторами, ограничивающими температурные диапазоны применения конкретных холодильных агентов.

Обычно предпочтительным является применение холодильных агентов с возможно более низким значением t_s , так как они эффективнее по большинству показателей. Однако это не всегда возможно, поскольку Δp и p_k могут превысить допустимые значения.

Соотношения давлений на всех уровнях и разность давлений $p_k - p_0$ подчиняются общей для всех холодильных агентов закономерности: при заданных температурах растут с понижением t_s (рис. 5.5). Отношение давлений $\pi = p_k/p_0$ с повышением t_s имеет тенденцию к увеличению.

Уровни $p_k(t_k)$ и Δp влияют на вид термодинамического цикла и принципиальную схему холодильной машины. Так, если высокие p_k и Δp не позволяют применить холодильный агент в одной или двухступенчатой машине, то его можно использовать в нижней ветви каскадной машины.

Отношение давлений π влияет на большинство рабочих коэффициентов, некоторые энергетические показатели и температурные характеристики компрессоров (см. табл. 5.2).

Адиабатная работа сжатия. Адиабатная работа сжатия является важной характеристикой теоретического цикла, влияющей на мощность компрессора и ряд других показателей [9—11, 18—32].

Адиабатная работа сжатия $l_{ад}$ (формула (5.20), (5.21) увеличивается с ростом π и показателя адиабаты, либо мгновенного значения k_v , либо определенного по конечным параметрам $\bar{k}_v$.

Значения $\bar{k}_v$ и $\bar{k}_t$ определяются по формулам (5.22), (5.23); зависимости $\bar{k}_v = f(t)$ для R12, R22, R502, R717 приведены на рис. 5.6 [44].

Адиабатная работа $l_{ад}$ имеет тенденцию к снижению при увеличении молекулярной массы μ , что более четко прослеживается у холодильных агентов одного гомологического ряда (рис. 5.7). Для систематизации работы сжатия $l_{ад}$ различных холодильных агентов служит комплекс $\mu l_{ад}$, уменьшающийся при понижении t_s (рис. 5.8).

Безразмерная работа сжатия $\bar{l}_{ад}$ (формулы (5.24)... (5.26)) увеличивается с ростом π и мало зависит от показателя адиабаты: $k_v, k_t, \bar{k}_v, \bar{k}_t$ (рис. 5.9). Безразмерная работа удобна для прогнозирования $l_{ад}$ [32] с помощью соотношения $\bar{l}_{ад}/\mu$.

Холодопроизводительность. Объемная удельная холодопроизводительность определяет холодопроизводительность компрессора на различных холодильных агентах ($Q_0 = V_{км} \lambda q_v$). В цикле без регенерации теплоты (см. формулу 5.6 в табл. 5.2) q_v возрастает с понижением t_s (см. рис. 5.8). Использование регенерации теплоты увеличивает преимущества в отношении q_v (формула (5.7)) холодильных агентов с низкими значениями t_s и высокими значениями $c_p/v_{вс}$ (рис. 5.8). С понижением температуры кипения q_v резко падает (рис. 5.10). Увеличение q_v снижает размеры и удельные массовые показатели компрессора.

Повышение температуры при адиабатном сжатии и температурные условия работы компрессора. Температура нагнетания t_n и теплонапряженность компрессора зависят от температуры конца адиабатного сжатия. Повышение температуры при адиабатном сжатии $\Delta T_{ад} = T_{ад} - T_1$ является функцией π и $\bar{k}_t$ [формулы (5.27) и (5.28) в табл. 5.2]. Четкой зависимости $T_{ад}$ и $\Delta T_{ад}$ от какого-либо критерия холодильных агентов нет. Для некоторых групп веществ имеется тенденция к повышению $T_{ад}$ при уменьшении μ (рис. 5.7).

Комплексы $l_{ад}/v_{вс}, c_p/v_{вс}, l_{ад}/c_p$ характеризуют тепловые (энергетические) нагрузки и температурные условия работы компрессора и встроенного электродвигателя [11—13, 27].

Величина $l_{ад}/v_{вс}$, пропорциональная теоретическому среднему индикаторному давлению $p_{i ад}$, совместно с эффектив-

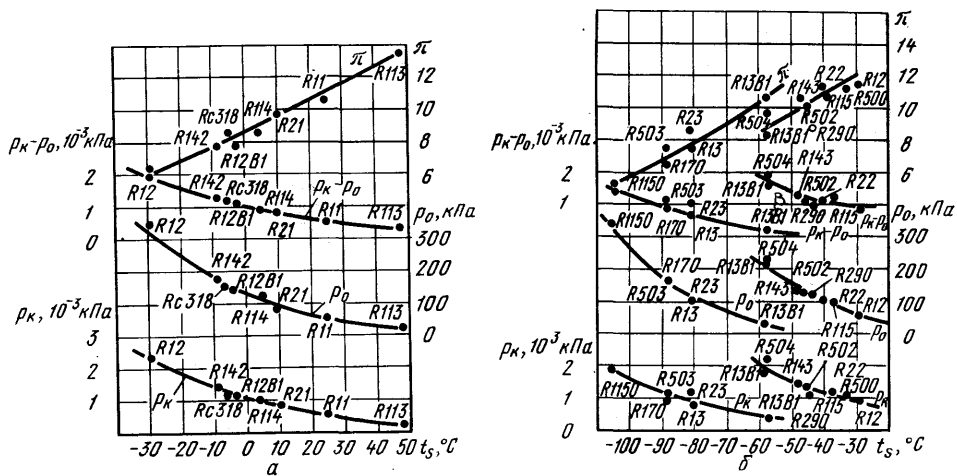


Рис. 5.5. Зависимость p , p_k , Δp , π от t_s для холодильных агентов:

а — низкого давления ($t_0 = 5^\circ\text{C}$; $t_k = 80^\circ\text{C}$); б — среднего и высокого давлений; 1 — среднего давления ($t_0 = -40^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$); 2 — высокого давления ($t_0 = -80^\circ\text{C}$; $t_k = -30^\circ\text{C}$)

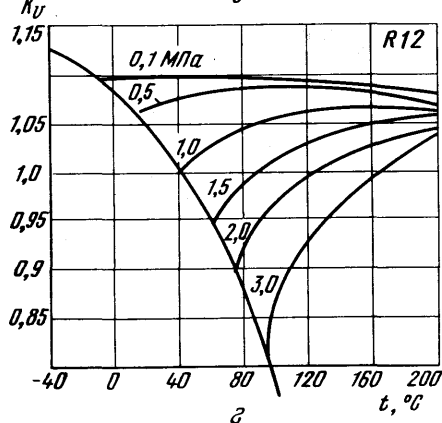
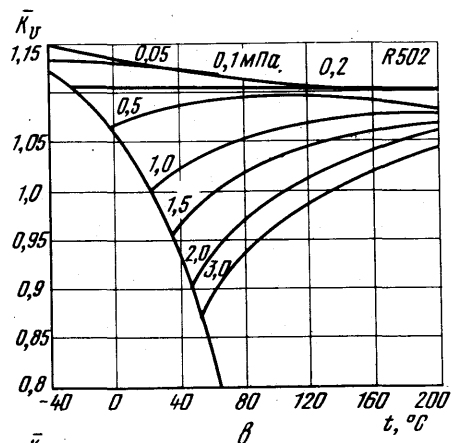
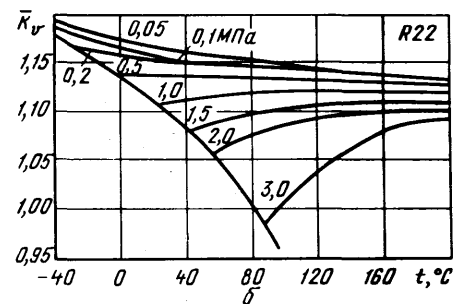
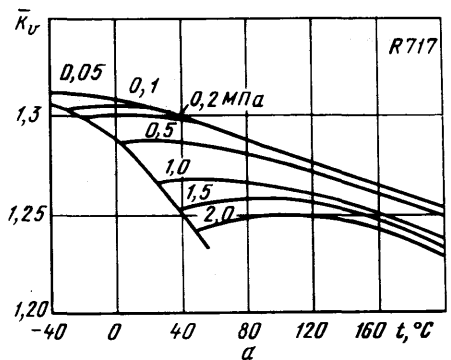


Рис. 5.6. Зависимость $\bar{k}_v$ от температуры:
а — R717; б — R22; в — R502; г — R12

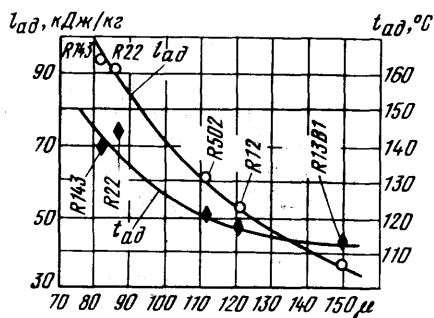


Рис. 5.7. Зависимость адиабатической работы $l_{ад}$ и температуры конца адиабатического сжатия $t_{ад}$ от молекулярной массы μ холодильных агентов среднего давления ($t_0 = -40^\circ\text{C}$; $t_k = 40^\circ\text{C}$; $t_{вс} = t_1 = 15^\circ\text{C}$)

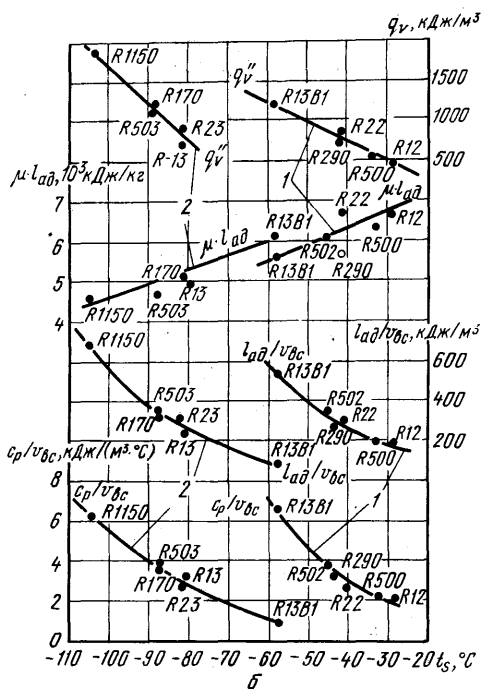
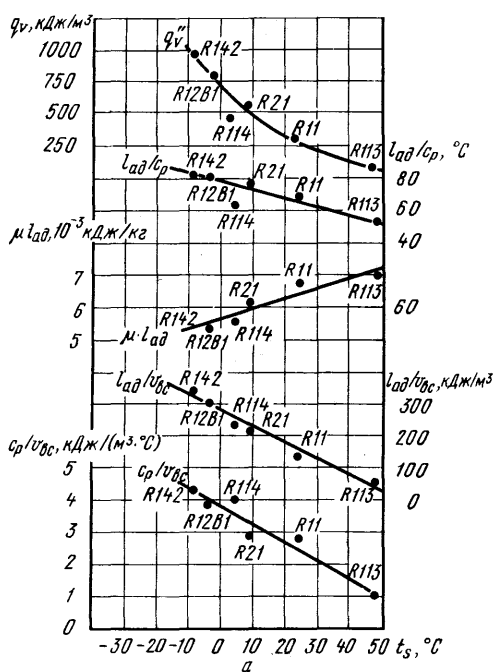


Рис. 5.8. Зависимость комплексов свойств холодильных агентов от t_1 :

а — для холодильных агентов низкого давления ($t_0 = 5^\circ\text{C}$; $t_k = 80^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 20^\circ\text{C}$); б — для холодильных агентов среднего и высокого давлений: 1 — среднего давления ($t_0 = -40^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 15^\circ\text{C}$); 2 — высокого давления ($t_0 = -80^\circ\text{C}$; $t_k = -30^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 0^\circ\text{C}$)

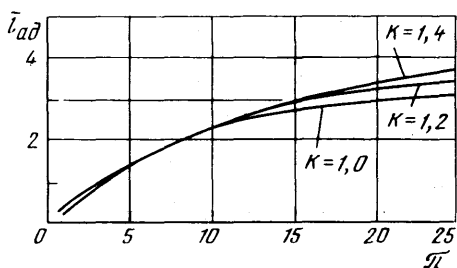


Рис. 5.9. Зависимость безразмерной работы $l_{ад}$ от степени повышения давления π

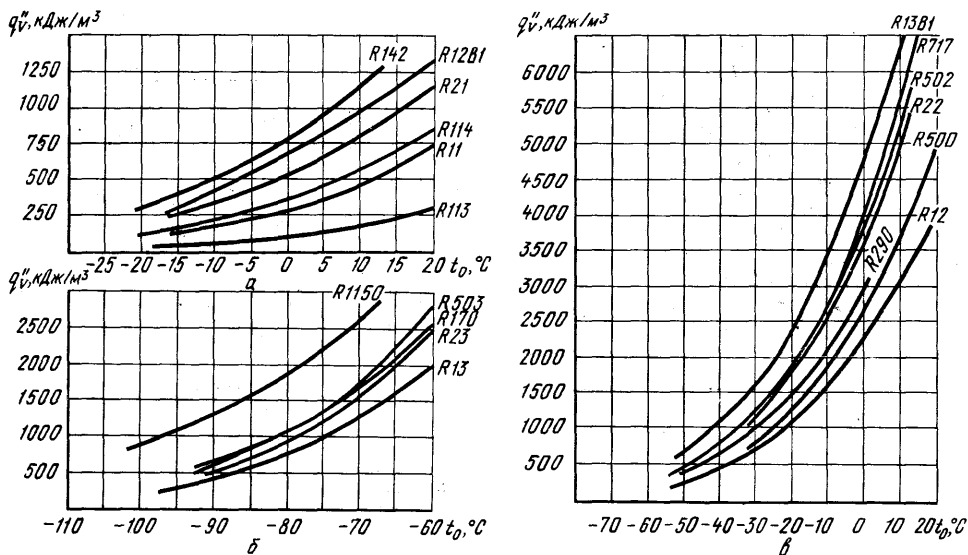


Рис. 5.10. Зависимость объемной холодопроизводительности q_v'' от температуры кипения t_0 холодильных агентов низкого (а), высокого (б) и среднего (в) давлений (t_k см. табл. 5.3)

ным КПД компрессора η_e и КПД встроенного электродвигателя η_z (для бес-сальникового и герметичного компрессоров) определяет количество подведенной к компрессору энергии $Q_{км}$ и тепловыделения во встроенном электродвигателе Q_z [формулы (5.29), (5.30)].

Комплекс $l_{ад}/v_{вс}$ совместно с η_e , η_z и $\tau_{км}$ характеризуют теплоотвод с поверхности компрессора в окружающую среду [формулы (5.31), (5.32)]. При этом интенсивность внешнего охлаждения характеризуется температурным коэффициентом $\tau_{км}$.

Температурный коэффициент $\tau_{км}$ [формула (5.33)] отражает отклонение действительной температуры нагнетания t_n от температуры в конце адиабатического сжатия [8]. Для анализа рабочих процессов компрессоров со встроенными электродвигателями иногда также целесообразно пользоваться коэффициентом $\tau_{км}$, в котором за температуру всасывания принимается температура пара после электродвигателя (рис. 5.11). Температурный коэффициент зависит от режима и конструктивных особенностей компрессора (рис. 5.11). При использовании холодильных агентов с низкими $c_p/v_{вс}$ коэффициент $\tau_{км}$ относительно меньше.

Объемная теплоемкость $c_p/v_{вс}$ харак-

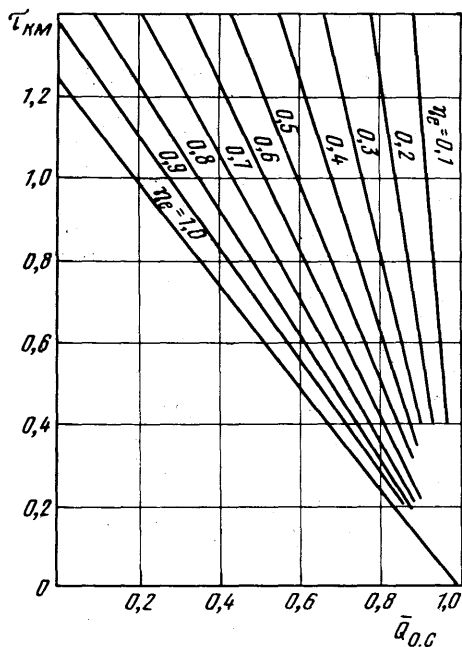


Рис. 5.11. Зависимость коэффициента $\tau_{км}$ от доли отведенной окружающей среде теплоты с поверхности компрессора $\bar{Q}_{o.c} = 1 - \eta_e \eta_z \tau_{км}$ при $\eta_z = 0,8$

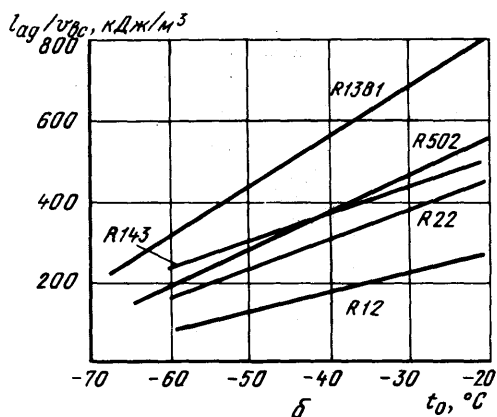
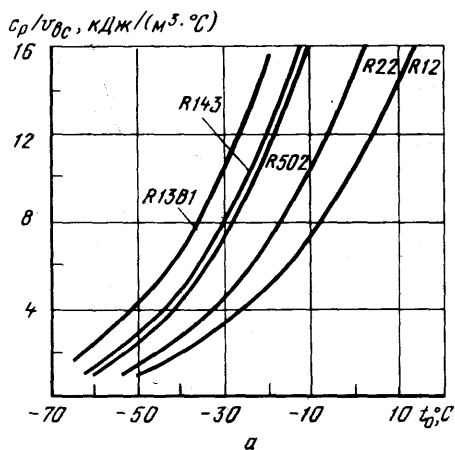


Рис. 5.12. Зависимость $c_p/v_{вс}$ и $l_{ад}/v_{вс}$ от t_0 холодильных агентов среднего давления:
 а — зависимость $c_p/v_{вс}$ от t_0 ($t_0 = -40^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 15^\circ\text{C}$); б — зависимость $l_{ад}/v_{вс}$ от t_0 ($t_0 = -40^\circ\text{C}$; $t_{к} = 40^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 15^\circ\text{C}$)

теризует охлаждающую способность паров холодильного агента. Величина $c_p/v_{вс}$ совместно с $l_{ад}/c_p$ характеризует условия охлаждения встроенного электродвигателя [формула (5.34)]. Подогревы пара во всасывающем тракте компрессора у холодильных агентов с высокими значениями $c_p/v_{вс}$ ниже, а коэффициенты подогрева выше, чем у холодильных агентов с низкими значениями $c_p/v_{вс}$.

С понижением t_s значения $c_p/v_{вс}$ и $l_{ад}/v_{вс}$ увеличиваются (см. рис. 5.8), а с понижением t_0 уменьшаются (рис. 5.12). Величина $l_{ад}/c_p$ характери-

зует интенсивность нагрева единицы массы холодильного агента [25] и определяет совместно с η_e и η_s теоретический подогрев пара во встроенном электродвигателе ΔT_s [формула (5.35)], что иллюстрирует рис. 5.13. С величиной ΔT_s связан нагрев обмоток встроенного электродвигателя.

Величина $l_{ад}/c_p$ не имеет четко выраженной тенденции к уменьшению или росту при изменениях t_s . При понижении t_0 величина $l_{ад}/c_p$ для всех холодильных агентов растет и соответственно увеличивается подогрев пара во всасывающем тракте компрессора (рис. 5.14).

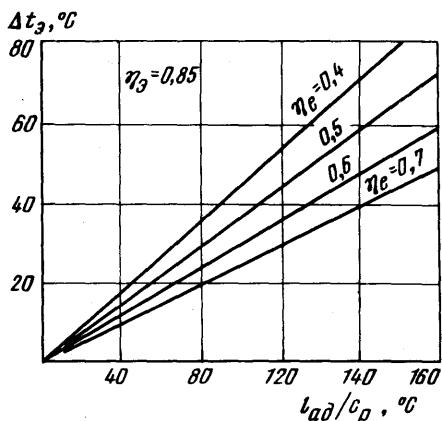


Рис. 5.13. Зависимость теоретического подогрева пара во встроенном электродвигателе ΔT_s от комплекса $l_{ад}/c_p$

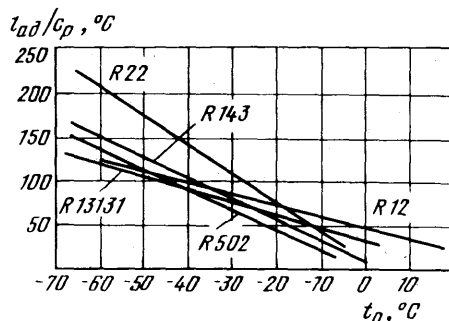


Рис. 5.14. Зависимость $l_{ад}/c_p$ от t_0 для холодильных агентов среднего давления ($t_0 = -40^\circ\text{C}$; $t_{к} = 30^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 15^\circ\text{C}$)

ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ НА КОНСТРУКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И КОМПРЕССОРОВ

Гидравлические потери. При движении паров холодильного агента в различных элементах холодильной машины гидравлические потери зависят от массового расхода холодильного агента G_a , который определяется при равных $V_{к\lambda}$ плотностью холодильного агента $\rho_{вс}$.

Общая тенденция такова, что с понижением t_s величины $1/v_{вс}$ и G_a растут (рис. 5.15), а с понижением t_0 эти величины уменьшаются.

Объем циркулирующего жидкого холодильного агента пропорционален величине $v/v_{вс}$, которая возрастает с по-

нижением t_s (см. рис. 5.15). При использовании холодильных агентов с низким значением t для снижения гидравлических потерь диаметры жидкостных и газовых трубопроводов должны быть большими, чем в случае применения холодильных агентов с высокими значениями t_s [см. формулы (5.36), (5.37) в табл. 5.2]. В соответствии с зависимостями (5.38), (5.39) гидравлические потери увеличиваются с ростом молекулярной массы холодильного агента.

Конструктивные показатели поршневых компрессоров. Свойства холодильных агентов влияют на геометрические размеры, массогабаритные и прочностные показатели поршневых компрессоров, определяя нагрузку на механизм движения [3].

Диаметр цилиндра компрессора при одинаковом числе цилиндров, относительном ходе поршня и частоте вращения определяется удельной объемной холодопроизводительностью q_v используемого холодильного агента [см. формулу (5.40)]. В соответствии с зависимостью q_v от t_s [32] применение холодильных агентов с низкими значениями t_s позволяет для получения одинаковой холодопроизводительности использовать компрессор с цилиндрами меньшего диаметра или с меньшим количеством цилиндров.

Применение холодильных агентов с низкими значениями t_s связано с необходимостью увеличения толщины стенок блок-картера. Современные унифицированные холодильные поршневые компрессоры, рассчитанные на определенную разность давлений Δp , при использовании холодильных агентов с более низкими t_s имеют лучшие удельные массогабаритные показатели, чем при использовании холодильных агентов с более высокими t_s и низкими значениями q_v . При этом для обеспечения надежности необходимо учитывать увеличение нагрузок на механизм движения компрессоров при использовании холодильных агентов с более низкими значениями t_s (рис. 5.16) вследствие увеличения Δp в соответствии с зависимостью (5.41).

Конструктивные параметры центробежных компрессоров. Диаметр рабочего колеса, окружная скорость колеса и частота вращения ротора, степень повышения давления в ступени и число ступеней компрессора зависят от ряда характеристик холодильных агентов:

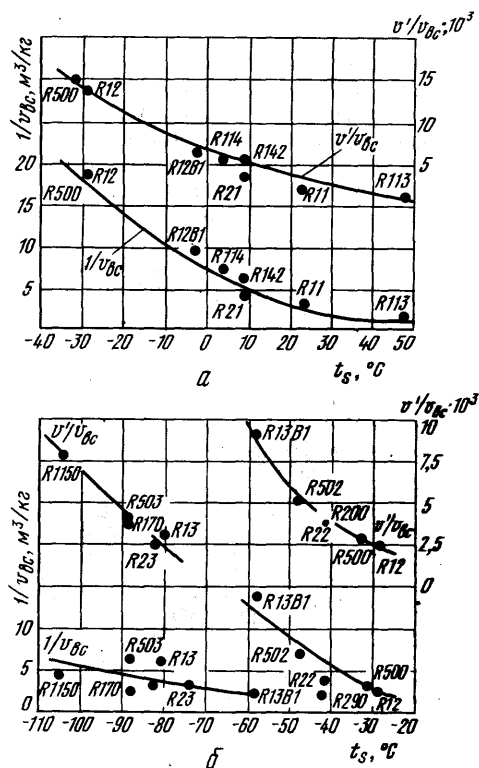


Рис. 5.15. Зависимость $1/v_{вс}$, $v'/v_{вс}$ от t_s для холодильных агентов: а — низкого давления ($t_0 = 5^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 20^\circ\text{C}$); б — среднего и высокого давлений: среднего давления ($t_0 = -40^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 15^\circ\text{C}$); высокого давления ($t_0 = -80^\circ\text{C}$; $t_{вс} = 0^\circ\text{C}$)

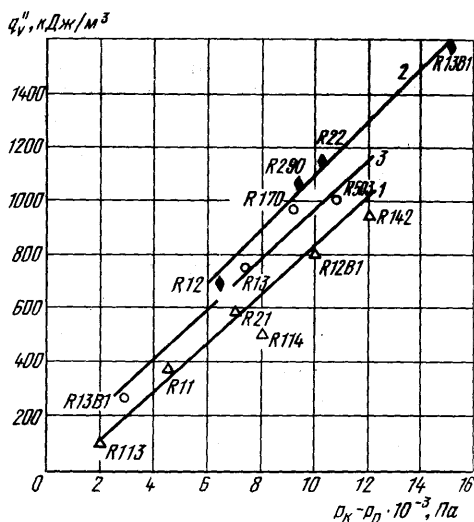


Рис. 5.16. Зависимость между q_v'' и $\Delta p = p_k - p_0$ ($t_0 = 15^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$) для холодильных агентов:

1 — низкого давления ($t_0 = 5^\circ\text{C}$; $t_k = 80^\circ\text{C}$);
2 — среднего давления ($t_0 = -30^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$);
3 — высокого давления ($t_0 = -80^\circ\text{C}$; $t_k = -30^\circ\text{C}$)

$\pi, q_v, \mu, \bar{k}_v, Z$ [18, 19, 32], входящих в соответствующие комплексы.

Наружный диаметр рабочего колеса D для заданной холодопроизводительности, определенный по формулам (5.42)... (5.45), растет при уменьшении q_0 и увеличении μ . Для уменьшения радиальных размеров следует применять холодильные агенты с более низкими значениями t_s (рис. 5.17). Уменьшение диаметра за счет снижения μ одновременно приводит к повышению окружных скоростей колеса u (рис. 5.18). Диаметр

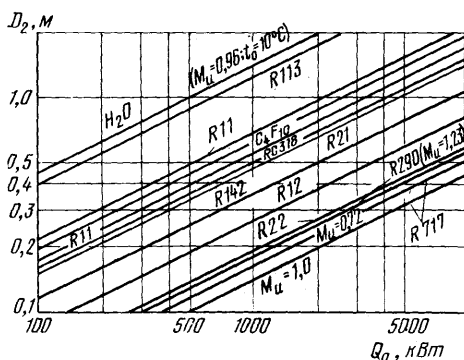


Рис. 5.17. Зависимость D_2 центробежного компрессора от Q_0

колеса растет при уменьшении произведения $M_u a_1$ [формула (5.43)].

При отсутствии ограничений, связанных с прочностью материалов рабочих колес, наибольшее значение окружной скорости $u = M_u a$, определяется допустимым значением M_u [18, 19, 32] и скоростью звука при условиях входа в колесо [формулы (5.46), (5.47)]. Поскольку число M_u при условиях выхода из колеса не зависит от рода сжимаемой среды, допустимая окружная скорость зависит от скорости звука в холодильном агенте, которая уменьшается с увеличением μ и уменьшением $\bar{e}_v$ [формула (5.47)]. При одинаковом допустимом значении M_u использование холодильного агента с большей молекулярной массой приводит к снижению u (рис. 5.18). При этом наибольшая степень повышения давления $\pi_{ст}$ в ступени при работе на тяжелых холодильных агентах не снижается. Степень повышения давления в ступени $\pi_{ст}$ определяет число ступеней компрессора z [формула (5.49)]. Величина $\pi_{ст}$ ступени при одинаковых значениях M_u и коэффициента напора ψ сравнительно мало зависит от рода холодильного агента; в соответствии с выражением (5.48) она зависит прежде всего от величины ψM_u .

При близких значениях M_u можно принимать одинаковую степень повышения давления в ступени $\pi_{ст}$ для раз-

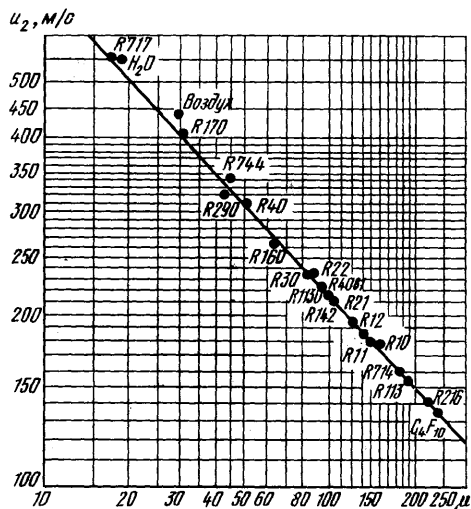


Рис. 5.18. Зависимость окружной скорости колеса центробежного компрессора u от μ

личных холодильных агентов, если позволяет прочность материала колеса. Однако в этом случае применение тяжелых холодильных агентов дает возможность снизить u (см. рис. 5.18), а при равных q_v и Q_0 в соответствии с выражениями (5.50), (5.52) снижается также частота вращения вала (ротора) компрессора n (рис. 5.19).

Поскольку с понижением t_s уменьшается λ , применение холодильного агента с возможно более низким значением t_s позволяет достигать в одной ступени наиболее низких температур кипения (рис. 5.20). Влияние свойств холодильных агентов на характеристики и показатели винтовых холодильных компрессоров рассмотрено в главе 2.

Теплообмен в аппаратах холодильных машин. На интенсивность теплообмена (теплоотдача при кипении, конденсации и при вынужденном движении однофазных потоков) оказывают заметное влияние теплофизические свойства холодильных агентов [3, 14]. Наибольшее влияние на теплоотдачу оказывают плотность, теплопроводность, вязкость, теплоемкость пара, теплота парообразования, а при кипении холодильных агентов также и поверхностное натяжение. При этом коэффициент теплоотдачи в той или иной степени повышается с увеличением плотности, теплопроводности, теплоты парообразования и с уменьшением вязкости и поверхностного

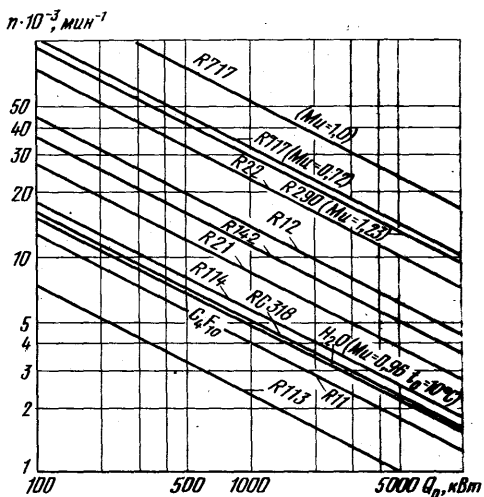


Рис. 5.19. Зависимость частоты вращения центробежного компрессора n от Q_0

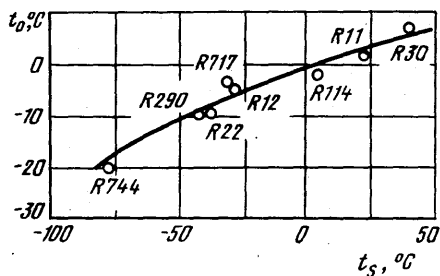


Рис. 5.20. Зависимость температур кипения t_0 , достигаемых при одноступенчатом сжатии ($\mu_a = 1,36$; $\varphi = 0,5$; $t_k = 30^\circ\text{C}$), от t_s холодильных агентов

натяжения холодильного агента. Расчетные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи, включающие теплофизические свойства холодильных агентов, приведены в главе «Теплообмен в холодильных машинах и установках» справочника «Теплофизические основы получения искусственного холода».

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ТОКСИЧНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ¹

Электрические свойства

Электрическая прочность характеризуется напряженностью электростатического однородного поля, при которой начинается пробой диэлектрика, т. е. потеря им диэлектрических свойств. Холодильные агенты в газообразном состоянии при давлении 100 кПа и температуре 0 °С имеют следующие значения электрической прочности (в кВ/см):

R717	CO ₂	R11	R12	R13	R14	R22	R114	R113
31	33	114	91	53	38	175	175	175

Диэлектрическая постоянная представляет собой отношение напряженности поля в вакууме и напряженности поля в однородной среде при неизменных зарядах, создающих поле. Значения диэлектрической постоянной холодильных агентов в газообразном состоянии приведены в табл. 5.5. При увеличении давления ее значение возрастает.

Данные о диэлектрической постоянной
холодильных агентов в жидкой фазе

¹ Раздел «Физико-химические свойства и токсичность холодильных агентов» написан при участии канд. техн. наук И. И. Перельштейна.

приведены в табл. 5.6, причем при насыщении водой или добавлении 1 % масла эти значения не изменяются.

5.5. Диэлектрическая постоянная холодильных агентов в газовой фазе

Холодильный агент	Давление, мПа	Температура, °C	Диэлектрическая постоянная
R717	0,1	20	1,0072
R744	0,5	66	1,004
R12	0,05	25—30	1,0016
R14	0,05	25—30	1,0006
R21	0,05	25—30	1,0035
R22	0,05	25—30	1,0035

5.6. Диэлектрическая постоянная холодильных агентов в жидкой фазе

Холодильный агент	Температура, °C	Диэлектрическая постоянная
R717	—50	22,7
R717	—30	22,0
R717	+24	14,9
R11	+30	1,93
R12	+30	1,74
R21	+30	4,88
R22	+24	6,12
R113	+30	2,44
R114	+30	1,83

Электрическая проводимость характеризует перенос электрических зарядов в веществе под действием внешнего электрического поля. Для ряда жидких холодильных агентов значения удельной электрической проводимости, величины, обратной удельному электрическому сопротивлению, приведены в табл. 5.7.

5.7. Удельная электрическая проводимость жидких холодильных агентов

Холодильный агент	Температура, °C	Удельная электрическая проводимость, См/м
H ₂ O	50	$1 \cdot 10^{-10}$
R717	18	$1 \cdot 10^{-7}$
R11	22	$1,6 \cdot 10^{-13}$
R12	22	$2,0 \cdot 10^{-13}$
R21	22	$1,1 \cdot 10^{-9}$
R22	22	$1,1 \cdot 10^{-8}$
R113	22	$2,2 \cdot 10^{-13}$
R114	22	$1,5 \cdot 10^{-13}$

Химические свойства

Взаимодействие с водой и конструктивными материалами. Чистые углеводороды (например, этан, пропан) не реа-

гируют с водой. Галогенизированные углеводороды образуют с водой галоидные кислоты. При повышенных температурах и в присутствии влаги различные металлы в разной степени влияют на термическое разложение и гидролиз фреонов. Способность металлов содействовать термическому разложению и гидролизу может быть представлена в порядке убывания следующим образом (приблизительно): серебро—цинк—латунь—бронза—алюминий—конструкционная сталь—медь—нержавеющая сталь.

Аммиак не взаимодействует со сталью, но вызывает коррозию медных сплавов, особенно в присутствии влаги.

Многие фреоны являются хорошими растворителями органических веществ. Поэтому для изготовления прокладок используют специальные резины, а в качестве склеивающих, вяжущих веществ и изоляционных лаков применяют поливинилацетаты и полиамиды.

Термическое разложение. Из холодильных агентов наиболее термически стабильный — диоксид углерода, который разлагается при температуре выше 1500 °C. Аммиак начинает разлагаться при температурах выше 350 °C. Чистые углеводороды с двойными связями (например, этилен) склонны к полимеризации в присутствии катализаторов при 100 °C. Предельные чистые углеводороды более стабильны. Так, температура разложения изобутана составляет 260 °C.

Степень термической стабильности хлорфторуглеродов (фреонов) различна. Разложение этих холодильных агентов сопровождается образованием хлористого или фтористого водорода и фосгена. При рабочих температурах в компрессорах холодильных машин (150... 170 °C) начинается частичное разложение основных холодильных агентов — R12, R22, R502, R13 (следы), в других холодильных агентах (например, R11, R21) разложение более интенсивно и начинается при более низких температурах. Наименее устойчивы бромированные холодильные агенты.

Разложение холодильных агентов интенсивнее происходит в присутствии металлов. Температура начала разложения холодильных агентов в присутствии масел снижается, а интенсивность разложения возрастает. В присутствии минеральных масел термическая стабильность холодильных агентов хуже,

чем в смеси с синтетическими маслами, используемыми в холодильных машинах. Разложение холодильных агентов оказывает влияние на продолжительность использования масел без смены и на надежность компрессоров.

Токсичность. По международной классификации, состоящей из шести классов, холодильные агенты, хлорфторуглероды (ХФУ) относятся к шестому классу нетоксичных веществ, лишь некоторые относятся к пятому классу малотоксичных веществ. По этой классификации сравнительная оценка хладагентов по токсичности невозможна.

В 1976 г. установлены предельно допустимые концентрации (ПДК) для ряда ХФУ, которые характеризуют их токсические свойства более объективно (табл. 5.8). Однако при близких ПДК токсичность веществ с более высокими давлениями и плотностями оказывается выше.

Целесообразно характеризовать реальные свойства ХФУ в производственных условиях коэффициентом токсической опасности:

$$K_{т.о} = 400(p_{20\mu}/\text{ПДК}),$$

где p_{20} — давление насыщения при 20 °С, кПа; ПДК — предельно допустимая концентрация, мг/м³.

Чем выше $K_{т.о}$, тем опаснее считается вещество. Значения для ряда ХФУ приведены в табл. 5.8.

5.8. Токсичность холодильных агентов

Холодильный агент	ПДК, мг/м ³	$K_{т.о} \cdot 10^{-3}$
R11	1000	5
R12	300	9
R12B1	1000	20
R21	200	30
R22	3000	10
R113	3000	1
R114	3000	4
R115	3000	20
R142	3000	4
R143	3000	90
R152	3000	1
RC318	3000	7
R500	3000	9
R502	3000	20
R717	20	300

Озоноактивность. Под воздействием солнечной радиации молекулы ХФУ в верхних слоях атмосферы расщепляются, образуящиеся атомы хлора или

брома взаимодействуют с озоном, тем самым разрушается защитный озоновый слой. Наличие водорода в молекуле ХФУ резко снижает их озоноактивность. Наименее активны ХФУ, галогенизированные только фтором. Ниже (табл. 5.9) приведена балльная оценка озоноразрушающей активности ХФУ [16].

5.9. Озоноразрушающие потенциалы ХФУ

Холодильный агент	Балл	Холодильный агент	Балл
R11	1,0	R32	0,05
R12	1,0	R124	0,02
R12B1	2,2	R125	0,0
R13B1	7,8—13,2	R132	0,05
R21	0,05	R133a	0,05
R22	0,05	R134a	0,0
R113	0,8	R142b	0,05
R114	0,7	R143	0,05
R115	0,45	R152a	0,0
R123	0,02	R502	0,2

В соответствии с Монреальским протоколом по веществам, разрушающим озоновый слой, потребление озоноактивных ХФУ подлежит сокращению. В связи с этим широко применяемые в качестве хладагентов озоноактивные R11, R12, R113, R114, R115, R12B1, R13B1 будут заменены на озонобезопасные альтернативные ХФУ [6, 16].

ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ

Основные положения при выборе холодильного агента. К физическим и термодинамическим свойствам холодильных агентов предъявляют общие требования, относящиеся ко всем холодильным агентам, и специальные, зависящие от типа холодильной машины и других обстоятельств. Универсальных холодильных агентов, в одинаковой степени удовлетворяющих многочисленным и противоречивым требованиям, не существует. Предпочтение следует отдавать тому холодильному агенту, который для заданных условий работы удовлетворяет большинству требований или наиболее важным из них [4, 5, 8—13, 17, 30, 32, 39].

При выборе холодильного агента в большинстве случаев можно пользоваться следующими рекомендациями в отношении комплексов, характеризующих конструктивно-эксплуатационные свой-

ства (min — следует стремиться к меньшему значению, max — к большему):

$$\min - t_s^*, p_k, \Delta p, \pi, \bar{l}_{ад}, l_{ад}/v_{вс}, 1/v_{вс}, \bar{k}_v, \bar{k}_T, c'_x/r_0, l_{ад}/c_p, \eta_d^*$$

$$\max - p_0, q_v'', q_v c_p^*/v_{вс}, c_p/r_0, K_f^*, \eta_T^*$$

* С учетом действительных рабочих процессов и технико-экономического анализа.

Кроме того, к холодильному агенту предъявляют требования термической стабильности, стабильности в смеси с маслом, взрывобезопасности, негорючести, нетоксичности, низкой стоимости и др.

В табл. 5.10 приведены рекомендуемые диапазоны применения основных (наиболее распространенных) холодильных агентов и азеотропных смесей, исходя из допустимой разности давлений $\Delta p = p_k - p_0 = 1,7...2,1$ МПа с учетом целесообразных значений степени повышения давления π и действительных температурных характеристик компрессоров (тепллонапряженности) и пр.

Холодильные агенты низкого давления. Из холодильных агентов низкого давления R113, R114, R11; R12B1 относятся к числу озоноразрушающих веществ, производство и потребление которых подлежит регулированию и сокращению, а RC318, R142в, R21, R133а, R123,

5.10. Рекомендуемые диапазоны применения основных холодильных агентов

Холодильная машина	$t_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$ max	$t_0, ^\circ\text{C}$ min	Компрессоры		
			поршневые	винтовые	центробежные (без учета числа ступеней)
Одноступенчатые холодильные машины					
35	—25	R717		R717	
	—35				
	—55	R13B1, R32			
40	+5				R12, R22, R134a***
	—15	R717			
	—30		R717		
50	—40	R22		R22	
	—10	R717			
	—20		R717		
75	—30	R22		R22	
	—45	R502		R502, R143	
	+5	R12, R134a***		R12, R134a***	R12, R134a***
Выше 75	+5	R114, RC318			R113, R133a***
		R133a***, R21	•		R114, R21, R142a, R142в
		R142в, R124а			R124а
Двухступенчатые холодильные машины					
50	—40				R717, R22, R290
	—60	R717		R717	R12, R22, R134a***
	—70	R22, R125, R143а		R22, R125, R143а, R22	
Каскадные холодильные машины (нижняя ступень)**					
—10	—80	R13B1		R13B1	
		R32		R32	
—30	—90	R13, R23		R13, R23	
	—100	R503		R503	R13, R503, R170, R23, R1150
—75	—110				R1150 (этилен)
	Ниже	R14		R14	
	—110				R14

* С учетом тепллонапряженности компрессора, допустимых значений $\pi = p_k/p_0$ и $\Delta p = p_k - p_0$.

** В верхней ступени применяется один из вариантов одно- или двухступенчатой холодильной машины.

*** Альтернативные неозоноразрушающие хладагенты.

R124a относятся к малоопасным хлорфторуглеродам.

Холодильные агенты низкого давления рекомендуются применять в холодильных машинах для кондиционирования с высокими температурами конденсации и окружающего воздуха, в крановых кондиционерах и тепловых насосах [6, 24, 26, 36]. В холодильных машинах с центробежными компрессорами небольшой производительности в одно- и двухступенчатых циклах используют R113, R11, R132a, R133a, R123a.

Холодильные агенты среднего давления. Являются наиболее распространенными и универсальными холодильными агентами. Применяются в широком диапазоне температур кипения: от $+10$ до -80°C в одно- и двухступенчатых (реже в каскадных) машинах.

Холодильный агент R12 относится к группе озонопасных веществ. Имеет большое распространение в различных областях и самые высокие объемы производства в мире. Вследствие этого производство и потребление R12 (наряду с R11) должно сокращаться в первую очередь, в том числе и для холодильной техники. В связи с этим разрабатываются альтернативные озонобезопасные хладагенты, близкие по свойствам R12, к числу которых можно отнести R134a ($\text{CF}_3 = \text{CH}_2\text{F}$) с $t_s = -26,5^\circ\text{C}$, смесь R142в/R22.

R12 применяют в одноступенчатых холодильных машинах с температурами конденсации не более 75°C при температурах кипения не ниже -30°C . Широко используются в домашних холодильниках, кондиционерах, тепловых насосах, водоохлаждающих холодильных машинах для тропических условий. Также, как и холодильные агенты низкого давления, R12 может быть применен в верхней ступени каскадных машин при повышенных температурах конденсации (в нижней ступени — R22, R502, R13B1). Используется во всех типах компрессоров, является наиболее распространенным холодильным агентом в центробежных компрессорах.

Холодильный агент R22 не относится к веществам с низкими озоноразрушающими потенциалами. Применение его перспективно. Это основной, наиболее универсальный холодильный агент для машин с поршневыми и винтовыми компрессорами. Используется в одно- и двухступенчатых холодильных

машинах в широком диапазоне температур кипения: от $+10$ до -70°C , при температурах конденсации не выше 55°C . В одноступенчатых машинах целесообразно применять до температур кипения -35°C , в двухступенчатых до -70°C . Используется в бытовых и промышленных холодильных машинах с сальниковыми, бессальниковыми и герметичными компрессорами. Широко распространен в бытовых кондиционерах, в низкотемпературных холодильных установках, в промысловых холодильниках, в рыбопромысловом и рефрижераторном флоте. Применяется в центробежных компрессорах при большой холодопроизводительности. Для улучшения растворимости и циркуляции масла вместо R22 используют смесь R22 и R12, в том числе и азеотропную смесь R501.

Холодильный агент R502. Азеотропная смесь R502, содержащая озонопасный R115, экологически менее предпочтительна, чем R22. Однако из-за сравнительно низкого объема потребления ограничение применения R502 не рассматривается.

Применение главным образом в низкотемпературных одноступенчатых холодильных машинах при температурах конденсации до 50°C и температурах кипения до -50°C [8—12, 25]. Использование R502 наиболее эффективно в машинах с бессальниковыми и герметичными компрессорами. Благодаря выгодному сочетанию термодинамических свойств использование R502 существенно повышает эффективность низкотемпературных машин. По сравнению с холодильными машинами, работающими на R22, у машин, работающих на R502, выше холодопроизводительность, ниже удельный расход электроэнергии и теплонпряженность компрессора [8—12, 25]. Широко распространен в низкотемпературных агрегатах, используемых в торговом оборудовании, в верхних ветвях низкотемпературных каскадных холодильных машин. В крупных промышленных установках из-за повышенной стоимости используется реже, чем R22.

Альтернативными R502 холодильными агентами являются R143a и R125.

Холодильный агент R13B1. Этот холодильный агент относится к группе наиболее озонопасных и дорогостоящих. Для широкого применения

неперспективен. Имеет ярко выраженные свойства рабочего вещества для одноступенчатых низкотемпературных холодильных машин. Благодаря низким отношениям давлений π и высокой удельной объемной холодопроизводительности применение R13B1 особенно целесообразно в одноступенчатых низкотемпературных холодильных машинах до температур кипения -60°C [10, 13]. В двухступенчатых и каскадных холодильных машинах может применяться до $t_0 = -80^\circ\text{C}$. Используется при температурах конденсации не выше 35°C , при более высоких температурах конденсации можно применять каскадную схему с холодильным агентом низкого давления, R134a или R12 в верхней ветви. При этом холодопроизводительность в 1,8 раза и ε , на 20...25 % выше, чем при работе на R22. Одноступенчатые холодильные машины, работающие на R13B1, по своим показателям успешно конкурируют с двухступенчатыми машинами, работающими на R22, но значительно проще их в изготовлении и эксплуатации.

Аммиак (R717) применяется в холодильных машинах только в компрессорах с открытым приводом при температурах конденсации не выше 55°C . В одноступенчатых холодильных машинах используется до температур кипения -30°C , в двухступенчатых до -60°C . Из-за высоких значений показателя адиабаты и π , токсичности и повышенных требований по технике безопасности применение аммиака ограничивается и вместо него используют R134a, R12, R22, R502, R13B1, R143a. Аммиак широко используют в многоступенчатых центробежных компрессорах большой производительности до температуры кипения -40°C .

Пропан (R290). Используется главным образом в центробежных компрессорах на предприятиях, располагающих в технологическом производственном цикле большими количествами этого вещества (например, в нефтеперерабатывающей и газовой промышленности). Применяется при температурах кипения до -10°C , но не ниже -40°C из-за возможности образования в системе взрывоопасной смеси при подсосе воздуха. По экологическим соображениям R290 считается альтернативным озоноопасным холодильным агентом R12, R22 и R502.

Холодильные агенты высокого давления. Применяются из-за высоких давлений конденсации только в нижних ветвях каскадных низкотемпературных машинах.

Холодильный агент R13. Этот холодильный агент относится к группе озоноопасных веществ. Однако, поскольку объемы его производства и потребления несопоставимо малы по сравнению с другими холодильными агентами, суммарное разрушительное влияние его на озоновый слой невелико. Из чистых веществ альтернативным холодильным агентом является R23.

Основной холодильный агент в низкотемпературных холодильных машинах для получения температур кипения не ниже -95°C . Используется как в крупных промышленных холодильных установках, так и в автономных термокамерах различного назначения. Применяется в холодильных машинах с салниковыми, бессалниковыми и герметичными компрессорами. Наряду с традиционным использованием R13 в поршневых компрессорах перспективным является применение его в нижней ступени каскадных холодильных машин с винтовыми компрессорами. В холодильных машинах с центробежными компрессорами R13 применяется до -110°C .

Холодильный агент R503. Азеотропная смесь R503, в состав которой входит R23, менее опасна для озонового слоя и экологически предпочтительнее, чем R13.

Использование R503 позволяет расширить диапазон каскадной машины с поршневыми компрессорами до -100°C , а с винтовыми до -110°C . Основное преимущество применения R503 вместо R13 заключается в повышении холодопроизводительности до 30 % и существенном снижении температурного уровня компрессора и встроенного электродвигателя. Основная область применения — автономные низкотемпературные термокамеры малой холодопроизводительности.

Холодильный агент R14. Применяется для получения температур более низких, чем при использовании R13 и R503, в поршневых компрессорах до -120°C , в центробежных до -150°C .

Этан, этилен, пропилен и другие углеводороды. Используются в каскадных низкотемператур-

ных машинах с центробежными компрессорами, в основном в химических и нефтехимических производствах. Наиболее низкие температуры кипения достигаются при использовании этилена. В холодильных установках на химических предприятиях эти холодильные агенты используются также в крупных оппозитных поршневых компрессорах.

Для центробежных компрессоров химических производств может оказаться целесообразным использование бинарных азеотропных смесей различных углеводородов с аммиаком до температур кипения -50°C и метиламинами для получения умеренных температур. Преимущество этих смесей состоит в возможности снижения давления конденсации или повышения холодопроизводительности.

Неазеотропные смеси. В компрессионных холодильных машинах наряду с чистыми холодильными агентами и азеотропными смесями используют неазеотропные смеси, которые характеризуются различием равновесных концентраций компонентов в жидкой и газовой фазах. Эти смеси в отличие от азеотропных не перегоняются без разделения на компоненты. Кипение и конденсация неазеотропных смесей происходят при переменных температурах.

Варьируя в широких пределах состав неазеотропных смесей, можно получать такие свойства рабочего тела, которые обеспечат наибольшую (в конкретных условиях) эффективность холодильной машины [1, 7, 15, 20—22, 31, 33—35, 41]. При использовании неазеотропных смесей преследуют цель увеличения холодопроизводительности, снижения температуры конца сжатия и обмоток встроенного электродвигателя компрессора, улучшения условий циркуляции масла в системе, расширения диапазона применения по температурам кипения и конденсации, обеспечения желаемого сочетания холодопроизводительности с уровнями давлений, устранения вакуумных режимов и т. п. При этом энергетическая эффективность может быть обеспечена главным образом за счет высокой степени регенерации теплоты в цикле и за счет повышения КПД компрессора благодаря снижению λ . В некоторых случаях использование неазеотропных смесей позволяет снизить влияние конечной разности температур в процессах теплообмена на эффектив-

ность термодинамического цикла путем осуществления циклов с переменными температурами кипения и конденсации.

Для расчета свойств многокомпонентных неазеотропных смесей используют различные приближенные методики [1, 20, 22, 33, 35].

Влияние свойств неазеотропных смесей на характеристики и показатели холодильных машин в основном имеет такой же характер, как и влияние свойств чистых холодильных агентов, кроме того, на характеристики холодильных машин влияют специфические свойства неазеотропных смесей, такие как неизотермичность процессов кипения и конденсации.

По использованию неазеотропных смесей в холодильных машинах известны следующие рекомендации. Повышение холодопроизводительности и снижение удельных энергозатрат при использовании бинарной смеси происходит при концентрации высококипящего компонента до 10...20 % [41]. Реализация преимуществ в наибольшей степени достигается при использовании теплообменных аппаратов, обеспечивающих противоток сред, причем площади теплообменных поверхностей должны быть рассчитаны с учетом снижения коэффициентов теплопередачи и уменьшенной разности температур. Тип теплообменного аппарата должен быть таким, чтобы обеспечивались равновесные процессы конденсации и кипения, при этом кожухотрубные аппараты отвечают поставленному требованию в меньшей степени, чем змеевиковые. Необходимо учитывать фактор различной взаимной растворимости масел с компонентами смеси, что может повлиять на работу компрессора. Особое внимание следует обращать на герметичность системы, поскольку наличие неплотностей может привести к трудновосстановимому изменению состава смеси и нарушению режима работы машины.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A, a, B, C — коэффициенты;
 a — скорость звука, м/с;
 c — средняя теплоемкость в интервале температур, кДж/(кг·К);
 D — диаметр цилиндра, колеса, м;
 d — диаметр трубопровода, м;
 G — массовый поток, кг/с;
 g — ускорение свободного падения, м/с²;
 i — удельная энтальпия, кДж/кг;

K — коэффициент;
 K — критерий, определитель, комплекс;
 k — показатель адиабаты;
 $\bar{k}$ — показатель адиабаты конечных параметров (с индексом v — объемный, с индексом t — температурный);
 l — удельная работа, кДж/кг;
 $\bar{L}$ — безразмерная работа;
 M — число Маха;
 m — комплекс;
 N — мощность, кВт;
 n — частота вращения, 1/с;
 p — давление, Па;
 Q — тепловой поток, кВт;
 q — удельная холодопроизводительность, кДж/кг (с индексом v — удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м³);
 R — газовая постоянная, кДж/(кг·К);
 r — скрытая удельная теплота фазового перехода, кДж/кг;
 s — удельная энтропия, кДж/(кг·К);
 T — абсолютная температура, К;
 t — температура, °С;
 u — окружная скорость, м/с;
 V — объем, описанный поршнями компрессора, м³/с;
 v — удельный объем, м³/кг;
 w — скорость потока, м/с;
 z — коэффициент сжимаемости;
 z — число элементов, ступеней;
 α — доля холодильного агента, циркулирующего в ступени высокого давления кг/кг;
 ϵ — холодильный коэффициент;
 ξ — коэффициент местного сопротивления;
 η — коэффициенты полезного действия, энергетические показатели циклов;
 θ — разность температур, °С;
 λ — коэффициент подачи компрессора;
 μ — молекулярная масса, кг/кмоль;
 ψ — коэффициент напора центробежного компрессора;
 π — отношение давлений, степень повышения давления;
 ρ — плотность, кг/м³;
 τ — температурный коэффициент.

Индексы

0 — кипение;
 1,2... — порядковый номер критерия, определителя (комплекса);
 1 — начало процесса;
 2 — конец процесса;
 20 — при 20 °С;
 II — относящийся ко второй ступени (высокого давления);
 а — холодильный агент;
 ад — адиабатный процесс;
 вс — всасывание;
 вх — входной;
 д — дросселирование;
 ж — жидкость;
 к — конденсация;
 км — компрессор;
 кр — критический;

н — нагнетание;
 о.с — окружающая среда;
 охл — охлаждение;
 п — пар, перегрев;
 пр — промежуточный;
 р — в цикле с регенерацией;
 р — растворимость;
 р.т — регенеративный теплообменник;
 ст — ступень;
 т — теоретический;
 т.о. — токсическая опасность;
 э — электродвигатель;
 .с — цикл Карно;
 D — относящийся к диаметру;
 e — эффективный;
 i — индикаторный;
 max — максимальный;
 min — минимальный;
 n — относящийся к частоте вращения;
 p — при постоянном давлении;
 Q — относящийся к холодопроизводительности;
 s — кипение при нормальном давлении;
 T — температурный;
 u — относящийся к окружной скорости;
 V — относящийся к объемной производительности;
 v — объемный;
 x — при постоянном паросодержании по пограничным кривым;
 $''$ — жидкость и пар в состоянии насыщения;
 * — для известного холодильного агента.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Берова Н. Е., Невинский В. В., Розенблюм В. И. Расчет основных термодинамических свойств многокомпонентных смесей по параметрам чистых веществ на линии насыщения//Химическое и нефтяное машиностроение. — 1978. — № 10. — С. 21—24.
2. Бондарев В. Н. Исследование теплового насоса, работающего на смесях фреонов//Холодильная техника. — 1971. — № 11. — С. 12—15.
3. Быков А. В. Исследование низкотемпературных холодильных машин на основе системного анализа влияния свойств рабочих веществ. Автореферат дис... докт. техн. наук. — Л.: ЛТИХП, 1980. — 40 с.
4. Быков А. В. Новые рабочие вещества низкотемпературных холодильных машин//Холодильная техника. — 1969. — № 3. — С. 6—11.
5. Быков А. В., Калнинь И. М., Крузе А. С. Холодильные машины и тепловые насосы. Повышение эффективности. — М.: Агропромиздат, 1988. — 287 с.
6. Быков А. В., Калнинь И. М., Сапронов В. И. Альтернативные озонобезопасные хладагенты//Холодильная техника. — 1989. — № 3. — С. 4—7.
7. Быков А. В., Калнинь И. М.

Об эффективности термодинамических циклов на неазеотропных смесях холодильных агентов//Холодильная техника. — 1969. — № 3. — С. 6—10.

8. Быков А. В. Температурный коэффициент низкотемпературных компрессоров//Холодильная техника. — 1971. — № 5. — С. 6—10.

9. Быков А. В. Энергетическая эффективность низкотемпературных холодильных компрессоров//Холодильная техника. — 1974. — № 7. — С. 12—15.

10. Быков А. В., Калнинь И. М. О зависимости параметров холодильных машин от свойств применяемых рабочих веществ//Труды ВНИИХолодмаша. — 1974. — Вып. 5. — С. 3—22.

11. Быков А. В., Калнинь И. М., Сапронов В. И. Эффективность и область применения холодильных агентов//В кн.: Холодильные компрессоры. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. — С. 9—12.

12. Быков А. В., Сапронов В. И. Исследование характеристик бессальникового компрессора при работе на фреоне-502//Холодильная техника. — 1971. — № 6. — С. 8—12.

13. Быков А. В., Сапронов В. И. Исследование характеристик бессальникового компрессора на фреоне-13B1//Холодильная техника. — 1971. — № 11. — С. 9—13.

14. Важнейшие работы в области холодильной техники//Сборник трудов ВНИХИ. — 1970. — 50 с.

15. Гальперин Н. И., Лавочник А. И. Использование бинарных многокомпонентных смесей в процессах умеренного охлаждения//Химическая промышленность. — 1966. — № 10. — С. 23—26.

16. Гидаспов Б. В., Максимов Б. Н. Проблемы применения фреонов в холодильной технике//Холодильная техника. — 1989. — № 3. — С. 2—4.

17. Исследование и обобщение термодинамических свойств рабочих веществ//Сборник трудов ВНИХИ. — 1976. — 63 с.

18. Калнинь И. М. Характеристики холодильных центробежных компрессоров//Труды ВНИИХолодмаш. — 1969. — Вып. 1. — С. 45—131.

19. Козарез А. И., Еременко Д. Н., Панасюк И. В. Влияние свойств холодильного агента на конструктивные характеристики центробежного компрессора. В кн.: Холодильная техника и технология. — Киев. — Вып. 22. — С. 66—69.

20. Лавренченко Г. К., Проценко А. В. Термодинамическая эффективность дроссельного цикла на многокомпонентных рабочих телах//Холодильная техника и технология. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. — 1981. — Вып. 33. — С. 47—50.

21. Лавренченко Г. К., Никольский В. А., Бакланов О. В., Арте-

менко Н. М. Термодинамические свойства многокомпонентного хладагента//Холодильная техника. — 1983. — С. 41—45.

22. Мусаев А. А., Бродянский В. М., Боярский М. Ю. Экспериментальное исследование низкотемпературной холодильной установки, работающей на смеси хладагентов//Холодильная техника. — 1978. — № 12. — С. 27—29.

23. Перельштейн И. И., Парушин Е. Б. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ холодильных машин и тепловых насосов. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. — С. 232.

24. Перельштейн И. И., Парушин Е. Б. Методические рекомендации по расчету и обработке данных о теплофизических свойствах веществ. — М.: ВНИХИ, 1978. — 61 с.

25. Сапронов В. И. Охлаждение электродвигателей низкотемпературного бессальникового компрессора//Труды ВНИИХолодмаша. — 1972. — Вып. 3. — С. 14—36.

26. Сапронов В. И. О выборе компонентов для азеотропных смесей холодильных агентов//Холодильное оборудование для распределительных и производственных холодильников. — М.: ВНИИХолодмаша, 1975. — С. 3—19.

27. Термодинамические свойства важнейших рабочих веществ холодильных машин. — М.: ВНИХИ, 1976. — 50 с.

28. Томановская Т. Ф., Колотова Б. Е. Фреоны. — Л.: Химия, 1970. — 182 с.

29. Хладагенты и аппараты. — М.: ВНИХИ, 1970. — 50 с.

30. Холодильные машины/Под ред. Н. И. Кошкина. — М.: Пищевая промышленность, 1973. — 512 с.

31. Чайковский В. Ф., Кузнецов А. П., Волобуев И. В. Свойства и применение смесей агентов в компрессионных холодильных машинах//Холодильная техника и технология. — Киев. — 1972. — Вып. 15. — С. 56—61.

32. Чистяков Ф. М. Холодильные турбоагрегаты. — М.: Машиностроение, 1967. — 288 с.

33. Ambrosino J.—L. De non-veaux fluéiges frigorigenes: les melawges von azetotropiques Revue Generale du Froid. 1986, N 12, pp. 615—620.

34. Arora C. P. Power saving in refrigeration macluines using mixed refrigerants. „Proc. XII th Inst. Cond. of Refrigeration“, Madrid, Ang, 1967, VII, pp. 397—402.

35. Christie T. Un nouveau me langu frigorigene: „Freon“ 13B1/152a melange non-azeotropique pour pompes a chalur air/air Revue Generale du Froid, 1985, N 78, pp. 449—453.

36. Dvořák Z. Chladicí technika III- vů-

pôctové podklady, Ěeske vysoke uceni technike v prage. 1977, s. 143, Tepelne vlastnosti chladiva NH₃, R11, R12, R13, R22, R21, R502. Chf. 7—12 cvts, Praha, 1974.

37. D u m i n i l H. Zes melanges zeotropes. Le ur emploi comme frigorigenes dans les cycles a compression pour machines frigorifiques et pompes du chaleur. Revue Generale du Froid, 1985, N 7, pp. 411—429.

38. L i p p o l d H. Thermodynamische Eigenschaften der Kältemittel R503, — Luft — und Kältetechnik, 1973, N 3, S. 115—117.

39. G i a n e s i G. J. fluidi frisorigeni alogenati e l'inguinamento etmosferico. H. freddo, 1988, N 2, pp. 221—227.

40. Saluja S. N. Heat transfer and pressure drop characteristics of binary refrigerant mix-

tures — Refrigeration and Air Conditioning 1978, N 2, pp. 32—35.

41. Saluja S. N. Operating characteristics mixed refrigerants in vapour compression system. — Refrigerating and conditioning, 1978. N 3, pp. 80—86, 113.

42. Saluja S. N. Problems in the use of mixed refrigerants in vapour compression machines. — Refrigeration and Air conditioning, 1978, N 4, pp. 105—108.

43. Tables and Diagrams for the refrigeration industry. Thermodynamic and physical properties R113, R114, R11, R12, R13, R14, R22, R502, R717, Juternational institute of refrigeration, Paris, 1982.

44. Zülzer Technical Review, 1976. N 4, pp. 177—179.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Масла, применяемые в холодильных машинах, разделяют на две основные группы: минеральные и синтетические. Наиболее распространены минеральные масла нефтяного происхождения, которые в зависимости от фракционного состава делятся на нефтяные, парафиновые, нафтенорафиновые [13, 18, 31].

Нафтеновые масла, состоящие преимущественно из нафенов, характеризуются наиболее низкими для минеральных масел температурами застывания; парафиновые отличаются наиболее пологими вязкостно-температурными зависимостями; присутствие ароматических углеводородов в маслах улучшает их противоизносные качества [6, 31].

К синтетическим относятся углеводородные масла, алкилбензолы, полиэфиры, кремнийорганические жидкости, полигликоли. Синтетические масла по сравнению с минеральными, как правило, имеют лучшие смазывающие качества, более высокую термическую стабильность и стабильность в смеси с холодильными агентами, более пологие вязкостно-температурные характеристики, более низкие температуры застывания, меньшую агрессивность к материалам.

Основными недостатками синтетических масел являются относительно высокая по сравнению с минеральными маслами стоимость и избирательная агрессивность к отдельным металлам и материалам.

Для улучшения отдельных эксплуатационных качеств или придания новых свойств в масло вводят присадки. Присадки подразделяются на вязкостные, антиокислительные, антикоррозионные, антипенные, понижающие температуру застывания, улучшающие противоизносные качества, а также многофункциональные. Кроме того, в практике нахо-

дят применение смеси минеральных и синтетических масел.

ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА

Характеристики отечественных и зарубежных масел, используемых в холодильной технике, приведены в табл. 6.1.

Вязкость. Величина работы и теплоты трения, износы, качество уплотнения зазоров зависят от вязкости применяемого масла. В соответствии с градацией международного стандарта МС3448 масла характеризуются кинематической вязкостью при 40 °С вместо ранее применяемой вязкости при 50 °С. Многие производители масел обозначают марки масел с добавлением величины стандартной вязкости по МС3448. Масло характеризуется также вязкостно-температурным коэффициентом, определяющим изменение вязкости при изменении температуры на 1 °С. Вязкостно-температурные зависимости масел, определенные экспериментально, приведены на рис. 6.1.

Индекс вязкости. Зависимость $\nu = \nu(t)$ характеризуется индексом вязкости ИВ, который является относительной величиной и определяется по формуле

$$\text{ИВ} = \frac{L - \nu}{L - H} 100,$$

где L — вязкость стандартного масла с ИВ = 0 при 37,8 °С; H — вязкость стандартного масла с ИВ = 100 при 37,8 °С; ν — вязкость исследуемого масла при 37,8 °С.

Индекс вязкости вычисляют по вязкости данного масла при 37,8 и 98,9 °С и вязкости стандартных масел [18]. Индексы вязкости синтетических масел значительно выше, чем минеральных, для которых они обычно не превышают 70...80. Минеральные масла на нефтяной основе имеют низкие индексы вязкости. Минеральные масла с высоким индексом вязкости должны создаваться

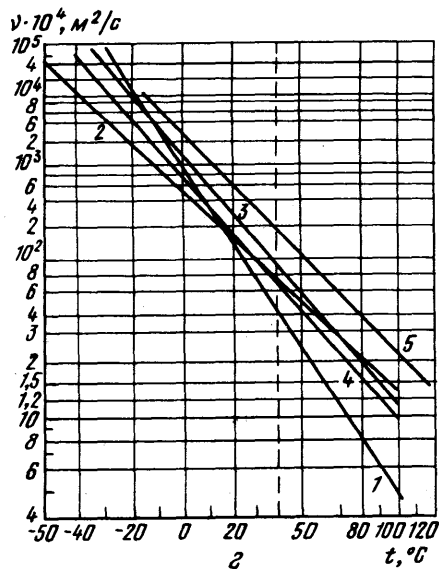
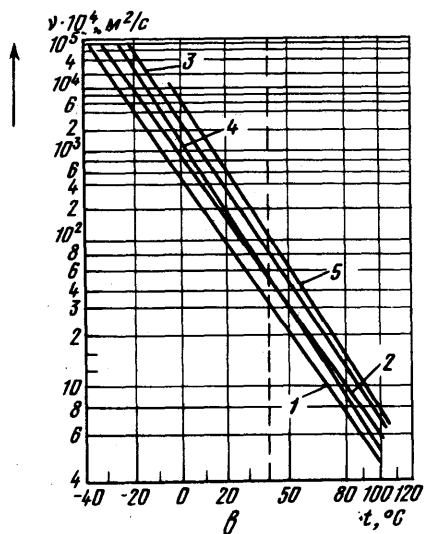
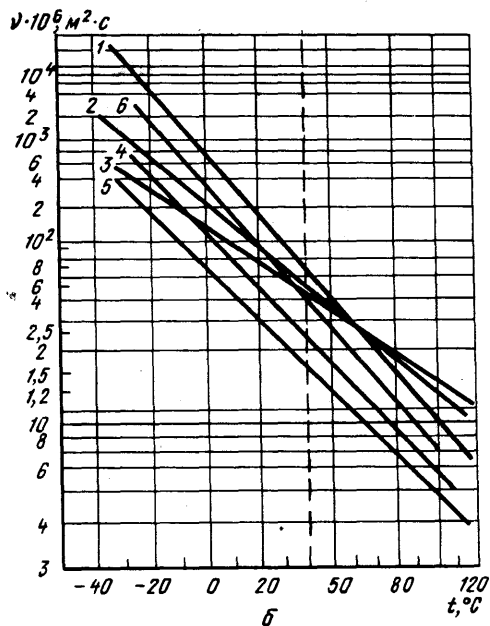
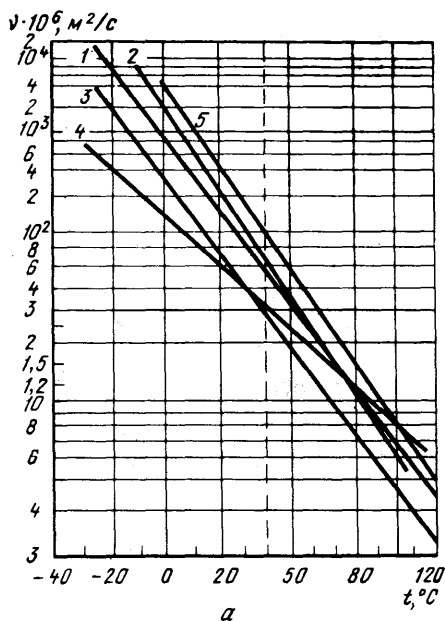


Рис. 6.1. Зависимость вязкости масел от температуры:

а — минеральные масла: 1 — ХА 30; 2 — ХМ-35; 3 — ХФ 12-16; 4 — ХФ 22-24; 5 — И 50; б — синтетические масла: 1 — ХС 40; 2 — ПФГОС-4; 3 — 166-43 (ПМТС-5); 4 — ХФ 22с-16; 5 — ФМ 5,6АП; 6 — 132-244; в — минеральные импортные масла: 1 — Suniso 3GS; 2 — Suniso 4GS; 3 — Suniso 5GS; 4 — Shell Clavus 46, Zerice S46; 5 — Zerice S100; г — синтетические импортные масла: 1 — Fuchs KMH, Zephron 150, Shell Oil 22-12; 2 — Fuchs KES; 3 — Flusil S55K; 4 — SHC 226; 5 — SHC 230

на парафиновой основе или загущаться специальными наполнителями. Так, масло ХФ 22-24 с индексом вязкости, равным 120, состоит из маловязкой основы и 6 % загустителя — винипола.

Для нормальной смазки современных быстроходных компрессоров необходимы масла вязкостью при 100 °С не ниже $6 \dots 7 \cdot 10^{-6}$ м/с, а для напряженных условий работы — около $8 \dots 10 \cdot 10^{-6}$ м/с (см. табл. 6.1). Для компрессоров, работающих в малонапряженных условиях, применяют маловязкие масла типа ХФ 12-16. Чтобы обеспечить достаточную вязкость масла при высоких рабочих температурах в компрессоре, целесообразно применять масла с высоким ИВ.

Плотность. Плотность минеральных масел зависит от фракционного состава и увеличивается с повышением C_a (рис. 6.2). Плотность синтетических масел в зависимости от их типа колеблется в больших пределах (табл. 6.1). Плотность масел в интервале температур — 80...120 °С с точностью $\pm 0,15\%$ описывается уравнением

$$\rho_t = \rho_{20} [1 - \beta(t - 20)],$$

где ρ_{20} — плотность при 20 °С, кг/м³.

Температурный коэффициент $\beta \cdot 10^3$ (1/°С) имеет следующие значения:

ХА 30	0,699	132-244	0,813
ХФ 12-16	0,739	ХФ 22-24	0,751
ХС 40	0,588	ХФ 22с-16	0,756
ХМ 35	0,678	ХМ 5,6АП	0,896

С повышением температуры плотность масел уменьшается (рис. 6.3).

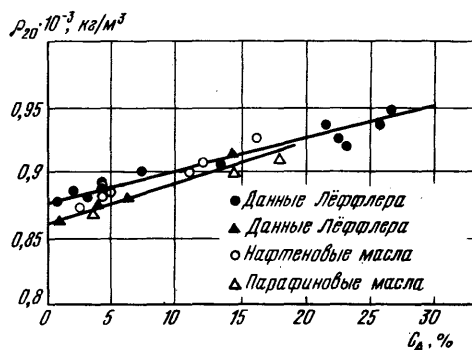


Рис. 6.2. Зависимость между плотностью ρ_{20} минеральных масел и содержанием ароматических углеводородов C_A [10]

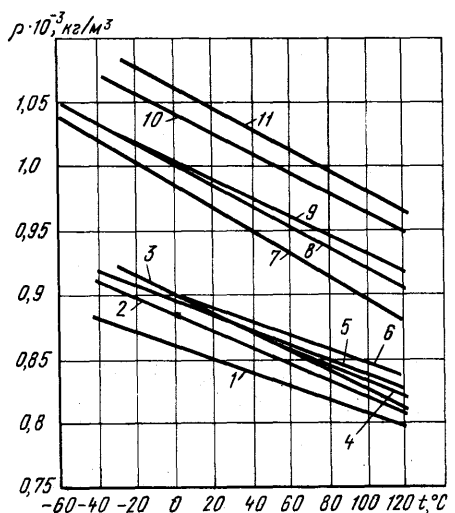


Рис. 6.3. Зависимость плотности масел ρ от температуры t :

1 — ХС 40; 2 — ХФ 12-16; 3 — ХФ 22-24; 4 — ХМ 35; И 40; 5 — ХА 30; 6 — Shell Clavus 46; 7 — ФМ 5,6АП; 8 — 132-244; 9 — ХФ 22с-16; 10 — ПФГОС-4; 11 — 166-43 (ПМТС-5)

Температура застывания и температура текучести. Масла для холодильных машин относятся к группе низкозастывающих. Температуры застывания и текучести являются характеристиками подвижности масел при низких температурах (см. табл. 6.1). Различие в этих характеристиках, показывающих, при какой температуре масло еще сохраняет подвижность, заключается в разных методиках и условиях их определения. Температуру застывания определяют по ГОСТ 20287—74. Температуру текучести в соответствии с зарубежными стандартами определяют по скорости подъема масла в одном из колен U-образной трубки диаметром 6 мм при избыточном давлении 50 мм вод. ст. Самую низкую температуру, при которой масло поднимается в колоне трубки со скоростью 10 мм/мин, принимают за температуру текучести масла. Обычно температура застывания на 3—5 °С ниже температуры текучести.

Температура застывания минеральных масел понижается с увеличением содержания нефтяных и снижением содержания ароматических углеводородов и парафинов. Температура застывания минеральных масел снижается при понижении их вязкости. Наиболее распро-

6.1. Физико-химические характеристики масел

Показатель	Отечественные масла										
	ХА 30	ХФ 12-16	ХФ 22-24	ХФ 22с-16	ХС 40	ХМ 35	ФМ 5,6АП	ПФГОС-4	ПМТС-5	132-234	
	М	М	МЗ	СЭ	СУ	М	СК	СК	СК	СК	
Тип масла											
Вязкость кинематическая, мм ² /с											
при 40 °С	45	26	40	23-25	60	51...56	15...19	61...68	41...50	35...40	
при 50 °С	28...32	17...19	24...28	16...19	37...42	32...37	12...16	35...55	30...45	30...32	
при 100 °С	6,4	4,6	7	5,3	10	6,5	5	11,5	13	6-8	
Температура застывания, °С	-38	-40	-55	-58	-48	-35	-110	-60	-128	-90	
Температура текучести, °С	-35	-38	-52	-54	-42	-32	Ниже -90	-55	Ниже -100	-	
Температура помутнения (хлопьепадения), °С	-	-32	-55	-70	-55	-45	-	-	-	-	
Температура вспышки, °С	185	160	125	225	240	180	247	210	210	200	
Плотность при 20 °С, г/см ³	0,879	0,874	0,883	0,994	0,845	0,910	0,970	1,05	1,02	0,958	
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла	0,07	0,03	0,05	0,35	0,01	0,03	Отс.	0,05	0,05	0,02	
Массовая доля свободной серы, %	0,3	0,2	0,15	0,01	Отс.	0,3	Отсутствует	Отсутствует	Отсутствует	Отсутствует	
Массовая доля смол, %	0,54	0,22	1,06	Отс.	0,05	0,3	Отсутствует	Отсутствует	Отсутствует	Отсутствует	
Анилиновая точка, °С	-	105	81	-	120	75	-	-	-	-	
Цвет, марки НРА (ЦНТ для отечественных масел)	4	2	2,5	4,5	1	1,5	Бесцветное	Светлое	Светлое	Бесцветное	
Коэффициент рефракции при 20 °С	1,510	-	-	1,4540	1,470	1,500	-	-	-	-	
Поверхностное натяжение при 50 °С, 10 ⁻³ Н/м	25	23	24	25	30	30	16	25	25	23	
Противоизносные качества	4	3	2	4	5	4	1	3	3	3	
Стабильность с холодильным агентом	2	4	1	3	5	4	4	2	5	5	

Показатель	Shell Clavus 46	Shell Clavus 68	Shell Oil 22-12	Suniso 3GS	Suniso 4GS	Suniso 5GS	KMH	KES	Zephron 150	Fluissil S55K	Capella
Страна, фирма	Shell, Англия	Shell, Англия	Shell, Германия	Sun Oil, США	Fush, М + СА	Dupont, США	Bayer, Германия	Texaco, США			
Тип масла	М	М	М	М	М	М	М	М	М	М	М
Вязкость кинематическая, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$											
при 40 °С	46	68	40	30	55	100	45	75	40	72	48
при 50 °С	28	35	24	21	30	54	24	55	22	53	28—32
при 100 °С	5,8	7,2	6,5	6	7,8	8,1	4,7	13	4,2	11	6,5
Температура застывания, °С	—39	—36	—36	—32	—32	—34	—40	—30	—4,8	—85	—34
Температура текучести, °С	—36	—32	—27	—30	—28	—30	—30	—27	—45	—78	—30
Температура помутнения (хлосеобразования, °С)	—50	—50	—60	—55	—48	—45	—50	—40	—76	—	—40
Температура вспышки, °С	195	205	180	172	181	196	182	190	177	>160	180
Плотность при 20 °С, г/м³	0,891	0,893	0,877	0,915	0,921	0,928	0,888	0,918	0,872	1,01	0,91
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла	0,04	0,04	0,04	0,02	0,028	0,006	Отсутствует	Отсутствует	0,01	Отсутствует	0,03
Массовая доля свободной серы, %	—	—	Отсутствует	0,05	0,06	0,07	0,06	—	Отсутствует	Отсутствует	0,03
Массовая доля смол, %	—	—	0,03	0,3	0,5	0,9	—	—	—	Отсутствует	—
Анилиновая точка, °С	—	—	76	90	90	85	—	—	52	—	70
Цвет, марки НРА (ЦНТ для отечественных масел)	1,5	2,0	1	1,0	1,5	1,5	—	—	1	Белое (бесцветное)	1,5
Коэффициент рефракции при 20 °С	—	—	1,48	—	—	—	1,508	1,493	—	—	1,5
Поверхностное натяжение при 50 °С, 10^{-3} Н/м	—	—	—	25	—	—	28	—	—	—	26
Противоизносные качества	3	3	3	3	3	3	5	5	3	3	3
Стабильность с холодильным агентом	3	3	4	4	3	3	4	3	4	3	3

Показатель	Zerice S 46	Zerice S 68	Zerice S 100	Gargoil Arctic SHC 226	Gargoil Arctic SHC 230	Lüfrigol XK-57
Страна, фирма	Esso, США			Mobil Oil France, Франция		Германия
Тип масла	М	М	М	СУ	СУ	СА
Вязкость кинематическая 10^{-6} м/с						
при 40 °С	48	68	100	65	180	52—63
при 50 °С	30...32	35...38	55	45	105	
при 100 °С	6,5	7,4	7,7	10,1	22,1	
Температура застывания, °С	—33	—33	—33	—55	—45	
Температура текучести, °С	—		—	—	—	—30
Температура помутнения (хлопьевыпадения), °С	—65	—30	—65	—54	—	—40
Температура вспышки, °С	180	200	200	>200	>200	180
Плотность при 20 °С, г/см ³	0,878	0,895	0,877	0,832	0,842	
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла	0,02	0,02	0,02	—	—	
Массовая доля — свободной серы, %	0,02	—	—	—	—	
Массовая доля смол, %	—	—	—	—	—	
Анилиновая точка, °С	70	—	—	—	—	
Цвет, марки РА (ЦНТ для отечественных масел)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	
Коэффициент рефракции при 20 °С	1,51	—	—	—	—	
Поверхностное натяжение при 50 °С, 10^{-3} Н/м	25	25	25	30	30	
Противоизносные качества	4	4	5	5	5	
Стабильность с холодильным агентом	4	4	3	5	5	

Примечания в табл. 6.1 следующие: тип масла: М — минеральное (нефтяное), СК — синтетическое; СУ — синтетическое углеводородное, СА — синтетическое (алкил бензол); СЭ — синтетическое

(эфир); МС — смесь минерального и синтетического, МЗ — минеральное загущенное, 2. Противоизносные качества и стабильность с холодильным агентом тем выше, чем выше балл.

страненные минеральные масла вязкостью $(30...35) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ имеют температуру застывания от -30 до -40°C . Температура застывания синтетических масел достигает у некоторых образцов -100°C и ниже (см. табл. 6.1).

Температура вспышки. Температура вспышки в открытом тигле зависит от наличия в маслах легколетучих фракций [31]. Хотя в холодильных машинах низкая температура вспышки не представляет прямой опасности из-за отсутствия в системе кислорода, однако она свидетельствует о невысокой термической стабильности масла. Длительное использование таких масел без замены недопустимо. По международным требованиям температура вспышки минеральных холодильных масел должна быть не ниже $160...180^\circ\text{C}$.

Кислотность. Кислотность характеризует агрессивность по отношению к конструкционным, электроизоляционным и уплотнительным материалам. Кислотность определяется кислотным числом — количеством миллиграммов КОН на 1 г масла (в иностранной литературе используется термин «число нейтрализации»). Кислотное число минеральных и углеводородных масел зависит от наличия в них главным образом органических кислот. Кислотное число увеличивается в процессе окисления при работе на галоидопроизводных холодильных агентах и является одним из критериев оценки возможности дальнейшего использования масла. Оно отражает стабильность масел в смеси с холодильными агентами.

Кислотное число высококачественных холодильных масел не превышает $0,03...0,05 \text{ мг КОН на } 1 \text{ г масла}$ (табл. 6.1).

Характер среды (кислый или щелочной) синтетических жидкостей иногда характеризуют концентрацией ионов водорода pH. Нейтральная среда характеризуется pH $6,5...7$.

Содержание воды и гигроскопичность масла. Гигроскопичность характеризуется относительной величиной предельной растворимости воды (концентрацией) при определенной температуре. Вода растворяется в маслах сравнительно в небольших количествах [7]. Растворимость воды увеличивается с повышением температуры, зависит от типа масла, в синтетических маслах она значительно выше, чем в минеральных (табл. 6.2) и углеводородных.

6.2. Растворимость воды в смазочных маслах, $10^{-4} \%$

Масло	Температура, $^\circ\text{C}$	
	20	60
ХФ 12-16	0,007	0,011
ХФ 22-24	0,015	—
ХФ 22с-16	0,47	0,7

Скорость поглощения воды зависит от типа масла; для минеральных при выдержке в атмосферном воздухе ее можно ориентировочно принимать по рис. 6.4.

Содержание воды в масле в состоянии его поставки или при эксплуатации холодильных машин может быть значительно выше предельно растворимого количества. Массовая доля воды в масле не менее $0,03 \%$ определяется методами потрескивания при нагревании (ГОСТ 1547—74) или Дина и Старка (ГОСТ 2477—65). Для более точного количественного определения содержания воды пользуются методом Фишера с применением адсорбентов [10, 11]. На практике широко используется метод определения содержания воды в масле по пробивному напряжению (ГОСТ 6581—75), характерному для конкретной марки масла.

Масла, заправляемые в холодильные машины, тщательно осушают. Для длительной, надежной и безаварийной эксплуатации фреоновых машин с бессальниковыми и герметичными компрессорами массовая доля воды в масле не

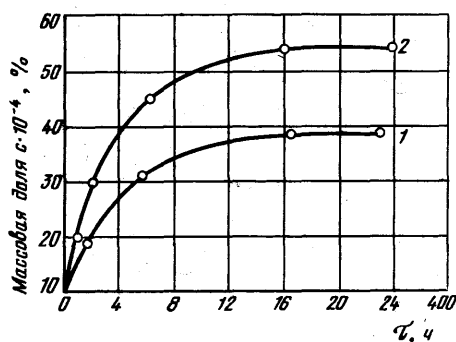


Рис. 6.4. Скорость насыщения сухого масла ХФ 12-16 при выдержке на воздухе с относительной влажностью:

1 — $\varphi = 50\%$; 2 — $\varphi = 100 \%$

должна превышать 20...30 %о (миллионных долей) [9]. Это обеспечивает высокую химическую стабильность масла и среды в целом, отсутствие коррозии и защиту встроенного электродвигателя от преждевременного сгорания обмоток. Соответствующая сухость заправляемого масла обеспечивается при пробивном напряжении $U_{пр}$ на уровне 40...50 кВ при 20 °С для минеральных и углеводородных масел и 70...100 кВ для синтетических (рис. 6.5, 6.6) [9]. Осушка масел должна производиться с перемешиванием, вакуумированием при температуре не выше 60...80 °С, при температуре поверхностей нагревательных элементов не выше 120 °С.

Смазывающие и противозадирные качества. Смазывающие качества масла характеризуются его способностью противостоять изнашиванию пар трения, противозадирные — способностью предотвращать задиры и заедания. Эти свойства зависят от природы масел, их вязкости и величины поверхностного натяжения.

В настоящее время используют несколько методик, позволяющих осуществить комплексную оценку смазывающих и противозадирных качеств чистых масел. В лабораторных условиях применяют машины трения. Для оценки смазывающих и противозадирных качеств масел используют различные показатели: коэффициент трения, величину износа трущихся пар, диаметр пятна износа, обобщенные показатели

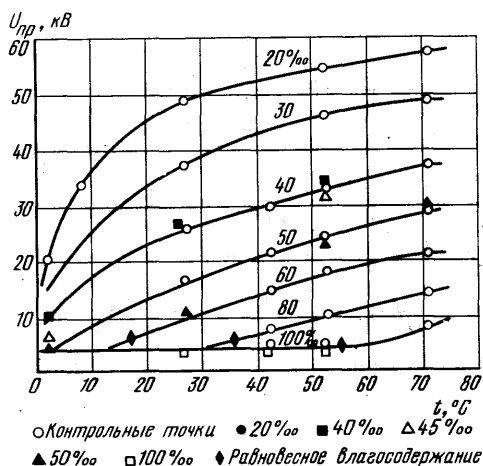


Рис. 6.5. Напряжение пробоя масла ХФ 12-16 в зависимости от температуры и влажности

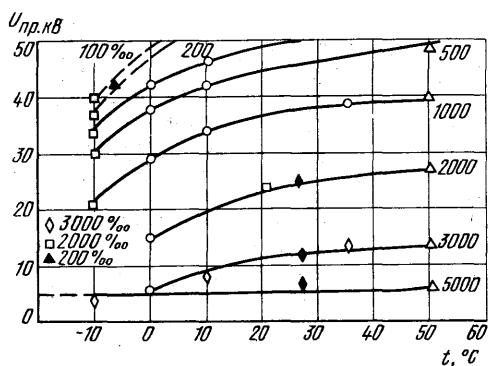


Рис. 6.6. Напряжение пробоя масла ХФ 22с-16 в зависимости от температуры и влажности

износа; нагрузки, разрушающие масляную пленку или трущиеся поверхности; мощность трения и холостого хода испытательной установки и др.

Во многих странах широко применяется сравнительная оценка смазывающих и противозадирных качеств масла на четырехшариковой машине трения (ГОСТ 9490—75). Применяется метод оценки смазывающих качеств масел на роликовых машинах трения с использованием колодок из различных материалов. Этот метод позволяет оценить смазывающие качества масел в зависимости от материала пар трения.

На смазывающие качества холодильных масел оказывают влияние особенности сырья [30]. Смазывающие качества масел зависят от условий их использования. При повышении температуры смазывающие качества масел изменяются, причем характер этого изменения неодинаков [19]. С повышением температуры масла мощность холостого хода компрессора $N_{э.х.х}$ вначале падает из-за понижения вязкости масла, но при достижении определенных температур необходимый режим смазки при работе на маслах ХФ 12-16, ХФ 22-24, ПМТС-5, ФМ 5,6АП нарушается, $N_{э.х.х}$ увеличивается (рис. 6.7).

Смазывающие и противозадирные качества холодильных масел в реальных условиях их использования в смеси с холодильных машин [20]. Сравнительно-помощью машин трения. Результаты оценки подтверждаются испытаниями холодильных машин [19]. Сравнительная оценка смазывающих качеств холодильных масел приведена в табл. 6.1.

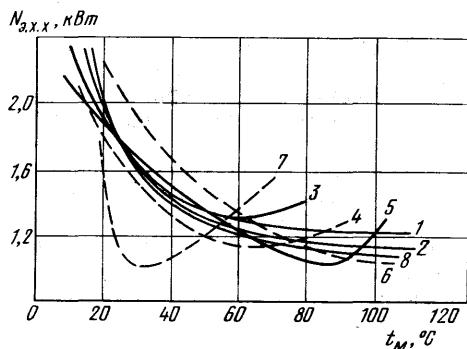


Рис. 6.7. Зависимость мощности холостого хода (мощности трения) $N_{э.х.х}$ при работе на различных маслах:

1 — ХС 40; 2 — ПФГОС-4; 3 — ПМТС-5; 4 — ХФ 22-24; 5 — ХФ 12-16; 6 — ХФ 22с-16; 7 — ФМ 5,6АП; 8 — ХМ 35

Для улучшения противоизносных качеств холодильных масел иногда вводят в небольших количествах противоизносные присадки, не ухудшающие стабильность масла в смеси с холодильными агентами (трикрезилфосфат и др.). Целесообразно также применение смесей масел.

Поверхностное натяжение. Поверхностное натяжение масел влияет на их смазывающие и противозадирные качества, прочность пленки и вспениваемость в смеси с холодильным агентом. В интервале температур от -20 до $+100$ °C поверхностное натяжение холодильных минеральных и углеводородных синтетических масел изменяется в среднем от 25 до $34 \cdot 10^{-3}$ Н/м. При растворении холодильных агентов поверхностное натяжение масла почти всегда уменьшается [56].

С повышением температуры (рис. 6.8) поверхностное натяжение масел снижается. С увеличением поверхностного натяжения вязкость минеральных масел повышается (рис. 6.9).

Анилиновая точка. Под этим показателем понимают критическую температуру растворения масла в анилине, выше которой образуется гомогенный раствор (ГОСТ 12329—66). На практике он используется для качественной оценки содержания ароматических углеводородов. С увеличением молекулярной массы масел анилиновая точка повышается. Из составляющих минеральные масла фракций наиболее высокая анилиновая точка у парафинов. У масел с

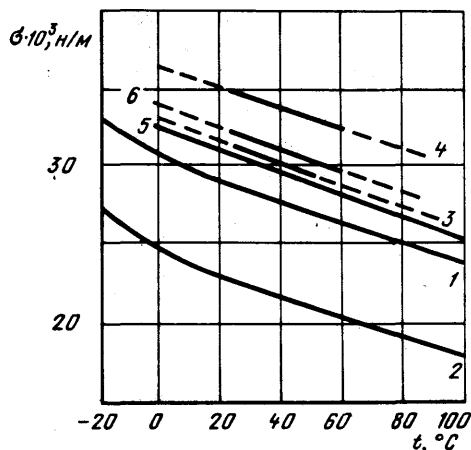


Рис. 6.8. Зависимость поверхностного натяжения σ от температуры t для различных масел [10]:

1 — минеральное масло; 2 — сложный бутиловый эфир поликремниевой кислоты; 3 — минеральное масло (по Лайне); 4 — синтетическое масло; 5 — минеральное масло с синтетической добавкой; 6 — минеральное масло Shell

низким содержанием ароматических углеводородов C_{10} анилиновая точка достигает 100 °C, у масел с повышенным содержанием C_{10} она колеблется от 50 до 70 °C. Углеводородные синтетические масла ХС 40 и другие имеют наиболее высокие анилиновые точки (см. табл. 6.1).

Содержание асфальтосмолистых веществ. Асфальтосмолистые вещества, находящиеся в минеральных и углеводо-

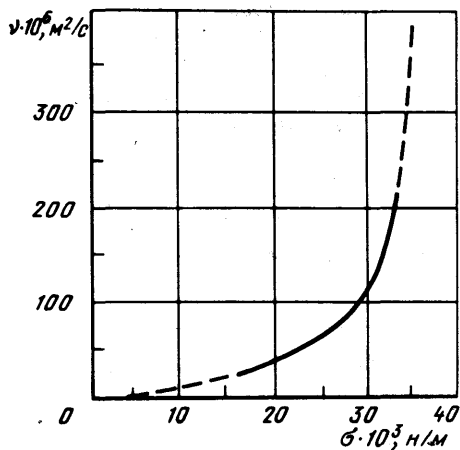


Рис. 6.9. Взаимосвязь между кинематической вязкостью ν и поверхностным натяжением σ при 20 °C для холодильных масел [23].

родных маслах, являются источниками появления осадков и отложений в механизмах движения, на масляных фильтрах, в цилиндрах, в клапанах и в редукторах компрессоров. Как химически нестабильные вещества, смолы ухудшают общую химическую стабильность масел, служат причиной омеднения стальных поверхностей компрессоров [30, 38]. Растворимые смолы, имеющие плотность около 1 г/см^3 , в определенных условиях могут образовываться из ароматических углеводородов при окислительных реакциях. Смолы придают маслу красноватый и более темный цвет. Нерастворимые и тугоплавкие смолистые вещества (асфальтены и карбоны) плотностью выше 1 г/см^3 придают маслу коллоидный характер и легко выделяются в фильтрах и движущихся элементах компрессоров в виде отложений. В высококачественных холодильных маслах смолы содержатся в количестве 0,3...0,5 %.

Коэффициент рефракции, или преломления. Коэффициент рефракции, или преломления света на границе двух сред при 20°C , обозначаемый n_D^{20} , является показателем, характеризующим структуру масел; n_D^{20} минеральных масел на нафтенопарафиновой основе составляет 1,465...1,49. С увеличением содержания ароматических углеводородов и повышением плотности масла n_D^{20} увеличивается (рис. 6.10). В комплексе с анино-

вой точкой коэффициент рефракции характеризует состав масел и наличие в маслах ароматических углеводородов. Высококачественные минеральные и углеводородные масла имеют n_D^{20} не выше 1,50...1,51.

Термическая стабильность. Термическая стабильность масел характеризуется их способностью сохранять неизменными физико-химические свойства, противостоять деструкции к окислению при высоких температурах. Термическая нестабильность минеральных масел проявляется в повышении содержания смол, образовании отложений на горячих поверхностях.

Термическая стабильность минеральных масел определяется фракционным составом и зависит непосредственно от температуры вспышки и испаряемости. Масла с высокой температурой вспышки, с высокой температурой кипения и низкой испаряемостью термически более стабильны.

Среди минеральных масел лучшую термическую стабильность имеют масла на парафиновой основе [6]. Термостабильность синтетических жидкостей (силиконов, гликолей) прямо с температурой вспышки не связана. Для повышения термической стабильности холодильных масел иногда используют антиокислительные присадки.

Вид и цвет. Вид масла характеризуется его прозрачностью или непрозрачностью при определенной толщине слоя масла, определяемой визуально. Масло бывает непрозрачным из-за высокого содержания воды (эмульгация), наличия нерастворимых смолистых веществ (коллоидный раствор) или взвешенных механических примесей. Все используемые в холодильных машинах масла должны быть прозрачными. Цвет масла в сравнении с эталонной шкалой является визуальным показателем его состава и степени очистки от смолистых веществ.

Минеральные и углеводородные масла с повышенным содержанием ароматических углеводородов и смол значительно темнее. Высококачественные «светлые» масла с содержанием смол не более 0,3 % имеют светло-желтый цвет не более 1,5 марок НРА по шкале Освальда или марок ЦНТ по ГОСТ 2028—74 (см. табл. 6.1). К светлым маслам относятся также «белые» масла, близкие к бесцветным жидкостям.

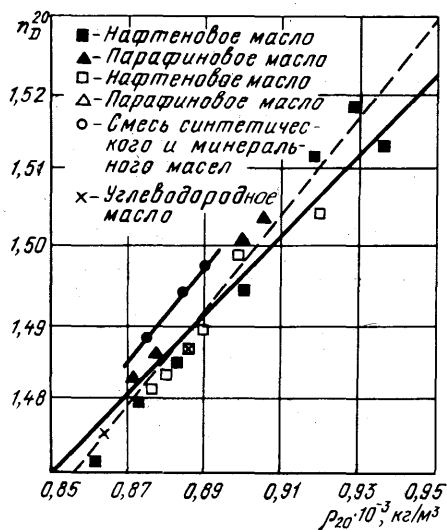


Рис. 6.10. Взаимосвязь между плотностью ρ_{20} и показателем преломления n_D^{20} при 20°C для холодильных масел [22]

При работе холодильной машины масла постепенно темнеют вследствие окисления. Изменение цвета масла является объективным показателем пригодности его к дальнейшей эксплуатации. Обычно предельно допустимый цвет минеральных и углеводородных масел, предназначенных для использования в холодильных машинах, работающих на R12, R22, R502, 4...4,5 марки.

Вспениваемость. Способность масел образовывать пену зависит от их состава и условий применения. Для оценки вспениваемости чистых масел используют стандартизованные методы, основанные на продувке воздуха через пористый шарик, погруженный в масло.

Вспениваемость холодильных масел зависит от растворимости холодильного агента в масле. Образование пены в масляных ваннах холодильных компрессоров происходит вследствие вскипания смеси из-за быстрого падения давления в картере. Масло вспенивается также, проходя через дроссельные элементы, при впрыске в рабочую полость винтового компрессора.

Известен лабораторный метод оценки вспениваемости холодильных масел с учетом растворимости в них холодильных агентов. По этому методу объем пены измеряют после насыщения масла холодильным агентом при различных температурах и резком сбросе давления над раствором [16].

Способность масел к пенообразованию характеризуется кратностью пены

$$K = V_n / V_m,$$

где V_n — объем вспенившегося раствора; V_m — начальный объем раствора.

Данные, полученные по этому методу, являются относительными. Обычно чем меньше вязкость масла и чем выше его температура, тем меньше пенообразование.

На практике широко применяют антипенные присадки к маслам [6]. Поскольку такие присадки ухудшают смазывающие качества масел, их вводят в очень малых количествах. Так, масло ХС 40 содержит антипенную присадку ПМС 200 в количестве 0,001 % по массе. Эффективные присадки, даже если они содержатся в маслах в малых количествах, резко снижают интенсивность пенообразования (рис. 6.11). В качестве присадки используют в основном силиконовые жидкости.

Теплоемкость. Теплоемкость холодильных масел колеблется в пределах 1,6...2,2 кДж/(кг·°C). Для определения теплоемкости холодильных масел предложено уравнение

$$C_p = C_p^{30} [1 + \alpha (t - 30)],$$

где C_p^{30} — теплоемкость при 30 °C; α — температурный коэффициент.

Точность уравнения при температурах от -60 до +120 °C составляет $\pm 0,15$ %. Значения C_p и α приведены в табл. 6.3 [3, 26].

Электрическая проводимость. У холодильных масел мала электрическая проводимость составляет $10^{-12} \dots 10^{-18}$ См⁻¹·м⁻¹. Диэлектрическая постоянная минеральных масел составляет 2,26, синтетических — 2,17.

Теплопроводность. Для большинства холодильных масел теплопроводность в интервале температур -60...120 °C с погрешностью, не превышающей $\pm 0,4$ %, описывается уравнением [39]:

$$\lambda_t = \lambda_{30} [1 - \alpha (t - 30)],$$

где λ_{30} — теплопроводность при 30 °C; α — температурный коэффициент.

Значения α и λ_{30} приведены в табл. 6.4. В интервале температур -40 ... +80 °C зависимость теплопроводности масла от температуры можно также определить из уравнения

$$\lambda_m = 0,1380 - 7,2 \cdot 10^{-5} t.$$

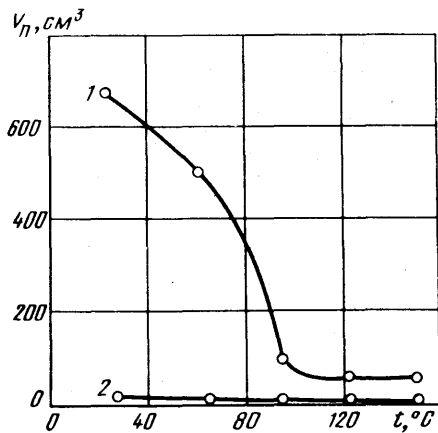


Рис. 6.11. Влияние антипенной присадки к минеральному маслу на объем пены [13]

6.3. Теплоемкость холодильных масел c_p , кДж/(кг·К)

$t, ^\circ\text{C}$	ХА	ХА 30	ХФ 12-16	ХФ 22-24	ХФ 22с-16	ФМ 5,6АП	ХС 40
—50	—	—	—	1,640	1,652	1,502	—
—40	1,653	1,703	1,716	1,675	1,683	1,515	—
—30	1,684	1,738	1,747	1,707	1,714	1,528	1,910
—20	1,716	1,773	1,778	1,738	1,746	1,541	1,943
—10	1,748	1,808	1,809	1,770	1,778	1,554	1,975
0	1,779	1,844	1,840	1,802	1,810	1,568	2,008
10	1,811*	1,879	1,872	1,833	1,841	1,580	2,041
20	1,842	1,914	1,902	1,864	1,872	1,592	2,073
30	1,873	1,949	1,932	1,895	1,903	1,605	2,106
40	1,904	1,984	1,963	1,926	1,934	1,618	2,139
50	1,935	2,019	1,994	1,957	1,965	1,630	2,172
60	1,966	2,054	2,024	1,988	1,996	1,642	2,204
70	1,998	2,089	2,056	2,019	2,037	1,655	2,237
80	2,030	2,125	2,087	2,031	2,058	1,668	2,270
90	2,062	2,160	2,118	2,083	2,090	1,681	2,302
100	2,093	2,195	2,150	2,115	2,122	1,694	2,335
$\alpha \cdot 10^3, 1/^\circ\text{C}$	1,678	1,803	1,612	1,658	1,644	0,792	1,553

Теплопроводность смеси минерального масла с R22 можно вычислить по уравнению:

$$\lambda_{\text{см}} = \frac{\lambda_{\text{м}} \xi_{\text{м}} + \lambda_{\text{в}} \xi_{\text{в}}}{1 + (a - bt) \sin(\xi_{\text{м}} T)},$$

где a и b — постоянные, имеющие следующие значения: $a = 24,5 \cdot 10$; $b = 5,25 \cdot 10$ для $-40 \leq t \leq +20 ^\circ\text{C}$
 $a = 28,5 \cdot 10$; $b = 7,25 \cdot 10$ для $20 \leq t \leq +60 ^\circ\text{C}$

Испаряемость масла и упругость масляных паров. Критерием условной оценки поведения масла на нагретых поверхностях принята испаряемость. Основные методы определения испаряемости стандартизованы.

Данные по испаряемости холодильных масел, определенные в тонком слое на приборе ПИМ-2, представлены на рис. 6.12.

Под упругостью паров летучих компонентов масла понимают их давление при определенной температуре. Количе-

6.4. Теплопроводность холодильных масел λ , Вт/(м·К)

$t, ^\circ\text{C}$	ХА	ХА 30	ХФ 12-16	ХФ 22-24	ХФ 22с-16	ХФ 5,6АП	ХС 40
—60	—	—	—	0,1319	0,1790	0,1584	0,1580
—50	—	—	—	0,1307	0,1768	0,1576	—
—40	0,1273	0,1351	0,1370	0,1295	0,1747	0,1566	0,1552
—30	0,1262	0,1340	0,1357	0,1283	0,1726	0,1555	—
—20	0,1251	0,1328	0,1344	0,1271	0,1705	0,1543	0,1525
—10	0,1240	0,1317	0,1330	0,1259	0,1683	0,1530	—
0	0,1229	0,1306	0,1317	0,1247	0,1662	0,1516	0,1498
10	0,1218	0,1295	0,1304	0,1235	0,1641	0,1500	—
20	0,1207	0,1283	0,1290	0,1223	0,1619	0,1483	0,1470
30	0,1196	0,1272	0,1277	0,1211	0,1598	0,1464	—
40	0,1185	0,1262	0,1264	0,1199	0,1577	0,1442	0,1442
50	0,1174	0,1249	0,1250	0,1187	0,1555	0,1419	—
60	0,1163	0,1238	0,1237	0,1175	0,1534	0,1397	0,1415
70	0,1152	0,1227	0,1224	0,1163	0,1513	0,1375	—
80	0,1141	0,1216	0,1211	0,1151	0,1492	0,1353	0,1390
90	0,1130	0,1204	0,1197	0,1139	0,1470	0,1331	—
100	0,1119	0,1193	0,1184	0,1127	0,1449	0,1309	0,1360
110	0,1108	0,1182	0,1171	0,1115	0,1428	0,1287	—
120	0,1097	0,1170	0,1157	0,1103	0,1406	0,1265	0,1332
130	0,1086	0,1159	0,1144	0,1091	0,1385	0,1243	—
$\alpha, 1/^\circ\text{C}$	0,00092	0,00089	0,00103	0,00099	0,00133	—	—

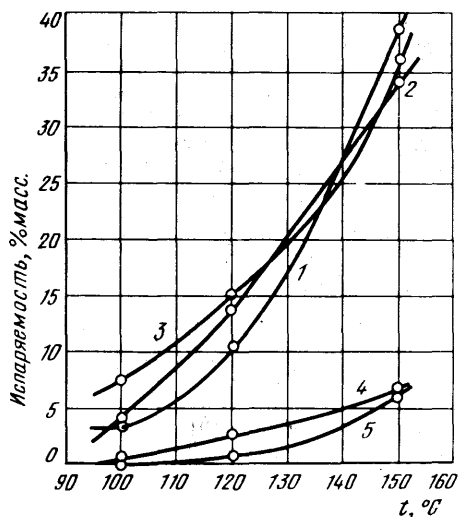


Рис. 6.12. Испаряемость холодильных масел: 1 — XF 12-16; 2 — XA 30; 3 — XM 35; 4 — XS 40; 5 — PMTC-5

ственные значения этой малой величины зависят от температуры вспышки и молекулярной массы.

Между испаряемостью и упругостью паров масла установлена зависимость:

$$v = \frac{dm}{d\tau} = A\sqrt{\mu p_m},$$

где v — испаряемость; A — постоянная, не зависящая от упругости пара, зависящая от

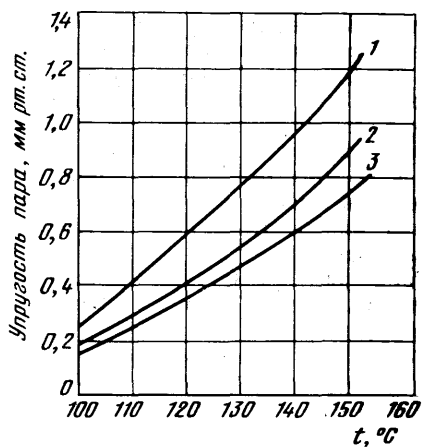


Рис. 6.13. Упругость пара холодильных масел: 1 — XF 12-16; 2 — XA 30; 3 — XM 35

структуры испарившегося вещества и условий процесса испарения; μ — молекулярная масса пара; p_m — упругость пара масла.

Упругость пара масел представлена на рис. 6.13.

СПЕЦИФИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

К специфическим характеристикам масел для холодильных машин относятся характеристики, обусловленные условиями их использования при постоянном контакте с холодильными агентами: стабильность, температура помутнения, растворимость с холодильными агентами.

Стабильность в смеси с холодильными агентами. Устойчивость к химическим реакциям с холодильными агентами является основным требованием, предъявляемым к маслам для холодильных машин [12, 46, 47, 17]. При выборе масел стабильность в смеси с холодильными агентами проверяют ускоренными лабораторными методами. В международной практике приняты два основных метода ускоренных испытаний: метод Филиппа—Тиффани и метод Элси [13, 33, 46, 47, 54].

По первому методу проводят испытания в U-образной запаянной стеклянной трубке, в одном из колен которой находится холодильный агент, при 40 °C, в другом — масло при 250 °C. Масло считается стабильным, если в течение 96 ч на горизонтальном участке трубки не появляется в виде капель соляная либо фтористая кислота.

По второму методу испытания проводят в стеклянной трубке, которую заполняют маслом и холодильным агентом вместе со стальными и медными катализаторами и выдерживают 16 сут при 175 °C. Система считается стабильной, если после испытаний не происходит осмоления масла и сильная пластина не покрывается слоем осажденной меди.

Распространенные холодильные агенты (ХФУ) по степени отрицательного влияния на стабильность масел можно расположить в ряд: RC318, R115, R502, R13, R22, R23, R12, R13B1, R114, R500, R113, R11, R12B1. Экспериментальные исследования стабильности минеральных масел с различными агентами в течение 400 сут в присутствии малоуглеродистой стали [6] показали, что смеси с R12 менее стабильны, чем с R22, особенно при

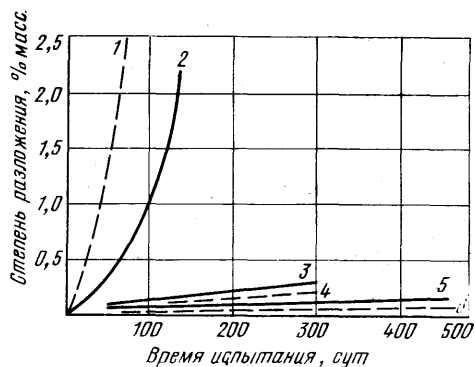


Рис. 6.14. Устойчивость R12 и R22 в смеси с маслами для холодильных машин [13]:
1 — R12 при 160 °C; 2 — R12 при 150 °C; 3 — R12 при 120 °C; 4 — R22 при 160 °C; 5 — R22 при 150 °C; 6 — R22 при 120 °C

температурах выше 100 °C (рис. 6.14, 6.15).

Парафиновые масла стабильнее нефтяных, некоторые фракции ароматических углеводородов ухудшают стабильность масла в смеси с фторсодержащими холодильными агентами.

Наличие смол и серы активизирует процесс омеднения, поэтому содержание их в холодильных маслах должно быть соответственно не более 0,3 и 0,2 %.

Углеводородные синтетические масла

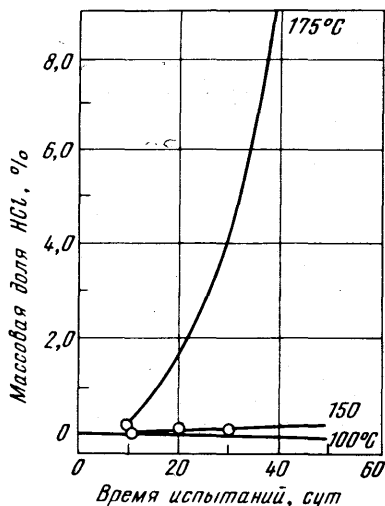


Рис. 6.15. Количество соляной кислоты HCl, образовавшейся при испытаниях смеси R12 с минеральным маслом в присутствии стали [13]

и синтетические жидкости значительно устойчивее к химическим реакциям с холодильными агентами. При прочих равных условиях стабильность смеси с холодильными агентами выше у масел с высокой термической стабильностью.

Масла, прошедшие лабораторные испытания, окончательно проверяют на стабильность на стендах и реальных холодильных машинах. Сравнительная оценка стабильности масел приведена в табл. 6.1 [6, 20—25].

Температура помутнения. Температурой помутнения называется температура выпадения парафинов, или температурой помутнения [5]. В настоящее время в международной практике и в СССР используется термин «выпадение хлопьев». Метод снижает субъективные погрешности при определении температуры помутнения. Фреоны избирательно растворяют жидкие компоненты, а твердые парафины выпадают в осадок. Температура помутнения и выпадения хлопьев для смеси масел с холодильными агентами выше соответствующей температуры для чистых масел.

Количество нерастворимых веществ в смеси масло — R12 определяют по стандартам ФРГ и Великобритании при температурах —30 и —40 °C и нормируют их величину. Считают, что массовая доля нерастворимых веществ не выше 0,05 % обеспечивает работу машины до температуры кипения —30 °C.

В работающей холодильной машине при циркуляции масла по системе нерастворимые вещества могут отлагаться в узких сечениях дросселирующих органов. Наибольшую опасность это представляет для малых холодильных машин. Температура выпадения хлопьев является эксплуатационной характеристикой и должна быть ниже температуры кипения в испарителе. В целях ее понижения минеральные масла подвергают депарафинизации.

Растворимость масел с холодильными агентами. Основное противоречие при подборе масла для компрессионной холодильной машины заключается в том, что лучшие условия смазки и уплотнения компрессоров достигаются при использовании масел с низкой растворимостью, в то время как нормальная циркуляция масла в системе обеспечивается в результате хорошей взаимной растворимости с хладагентом.

Области расслоения. По характеру растворимости с маслами холодильные агенты разделяют на нерастворимые (растворимостью можно пренебречь), с ограниченной растворимостью и неограниченной растворимостью.

Для определения степени растворимости жидкой фазы холодильных агентов с минеральными маслами предложен критерий

$$K = \frac{n_1}{n_1 + n_2 + 0,25n_3 + 2n_4},$$

Температура, °C

Растворимость масла в жидком аммиаке, мг масла на 1 г аммиака

Холодильные агенты с неограниченной растворимостью образуют с маслом однородные растворы в любой пропорции. Холодильные агенты с ограниченной растворимостью смешиваются с маслами только в ограниченном интервале температур. При достижении критической температуры раствор разделяется на два слоя (рис. 6.17). Кривая, отделяющая однородный раствор от разделенного на два слоя, называется кривой расслоения. Область, ограниченная этой кривой и осью абсцисс, соответствует двухслой-

ной системе и называется зоной расслоения (несмесимости).

При $K > \frac{2}{3}$ растворимость ограничена во всем диапазоне температур, при $K \leq \frac{2}{3}$ — ограниченная в некотором диапазоне температур, при $K \leq \frac{1}{2}$ растворимость неограниченная.

Типичным представителем нерастворимых в маслах холодильных агентов является аммиак. В жидком аммиаке масла тонут, во фреонах — всплывают. Растворимость аммиака в масле Т 30 приведена в [31], в других маслах — на рис. 6.16. Растворимость масла МС 20 в аммиаке приведена ниже [1]:

30	42	60	70	80
0,0032	0,0052	0,011	0,018	0,028

ной системе и называется зоной расслоения (несмесимости).

Максимум кривой расслоения называется верхней критической температурой растворения, минимум — нижней.

Точки ξ_m и ξ_n на кривой расслоения характеризуют составы равновесных слоев (рис. 6.17). Массовая доля раствора g_n с концентрацией ξ_n равна

$$g_n = \frac{\xi_F - \xi_n}{\xi_n - \xi_m} = \frac{F_m}{n_m}.$$

Область вне кривой соответствует однородной системе. Прямые, соединяющие точки равновесных (между собой) слоев, называются связующими прямыми или коннодами.

По виду кривые и области расслоения смесей разделяются на четыре типа (рис. 6.17). Для эксплуатации важное значение имеет не только тип кривой расслоения, но также ее положение в координатах $T-\xi$.

Состав и вязкость минеральных масел оказывают существенное влияние на положение границ растворимости и критической точки области расслоения: области несмесимости сужаются (растворимость улучшается) при уменьшении содержания нафтенных и парафиновых и при увеличении концентрации ароматических углеводородов; критическая температура ниже у масел с высоким содержанием нафтенных и ароматических углеводородов и низкой молекулярной массой; растворимость масла тем хуже, чем выше вязкость и индекс вязкости масла.

Синтетические масла ведут себя иначе в отношении растворимости, чем минеральные. Кривые расслоения растворов

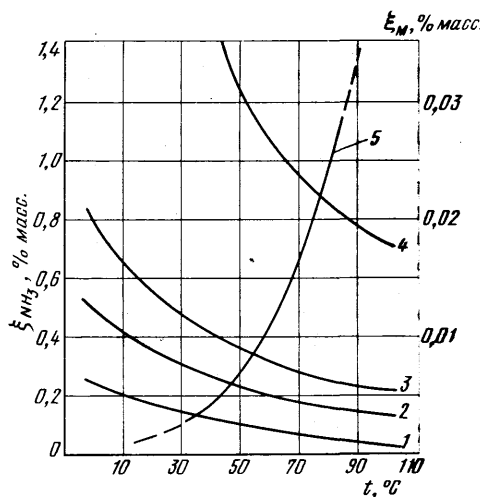


Рис. 6.16. Растворимость аммиака с минеральным маслом:

1, 2, 3, 4 — растворимость аммиака в масле соответственно при 100, 200, 300, 1000 кПа; 5 — растворимость масла в аммиаке

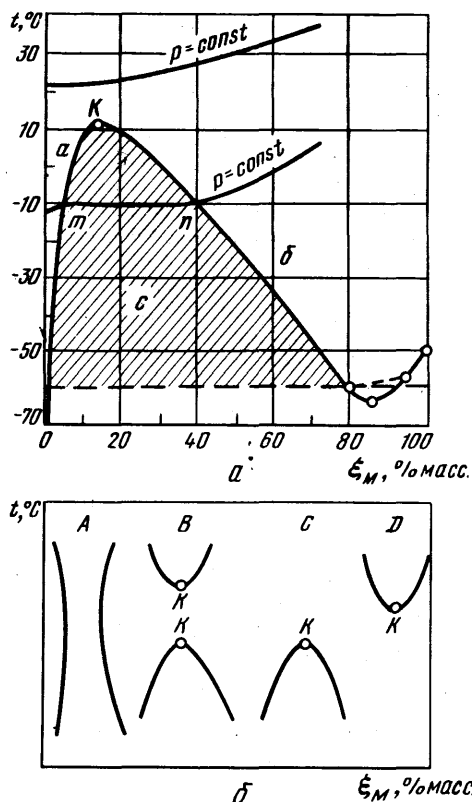


Рис. 6.17. Кривые расслоения растворов холодильных агентов с маслами:

α — наиболее типичная кривая расслоения раствора холодильного агента с минеральным маслом; K — критическая точка (температура); α — левая пограничная ветвь; β — правая ветвь; mn — коннода (связывающая прямая); c — область расслоения; δ — типы кривых расслоения

масел с холодильными агентами показаны на рис. 6.18.

Диаграммы равновесия жидкость — пар. Равновесные характеристики раствора (p — t — ξ)—диаграммы характеризуются кривыми давления (снижение давления) при $t = \text{const}$ и температуры (повышения температуры) насыщения при $p = \text{const}$ в зависимости от концентрации масла в растворе [14, 19, 40, 41]. Диаграммы p — t — ξ растворов масел с холодильными агентами представлены на рис. 6.19 и 6.20.

Масло повышает температуру кипения холодильного агента при заданном давлении. Растворимость холодильных агентов в масле возрастает с пониже-

нием температуры и повышением давления. С повышением вязкости масла растворимость ухудшается; в нефтяных маслах она выше, чем в парафиновых.

Ниже приведено эмпирическое уравнение [56], позволяющее рассчитывать давление пара над жидкой фазой раствора с минеральными маслами,

$$\lg p = \frac{A(\xi_a)}{\gamma} + B(\xi_a),$$

где A и B — безразмерные коэффициенты, которые зависят от типа холодильного агента и его концентрации в растворе (значения их представлены в табл. 6.5 и 6.6);

температурная функция

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{1}{T} - 7,9151 \cdot 10^{-3} + 2,6726 \times 10^{-3} \lg T - 0,8625 \cdot 10^{-6} T.$$

Плотность и удельный объем растворов. Действительные плотность и удельный объем смесей масел с холодильными агентами отличаются от этих же характеристик, определенных методом аддитивности. При отсутствии экспериментальных данных удельный объем жидкой фазы раствора с минеральным маслом с учетом поправок [56] рассчитывают по формуле

$$v_{см} = \xi_M v_M + (1 + \xi_M) v_a + \Delta v, \quad (6.2)$$

где v_a — удельный объем жидкого холодильного агента при данной температуре; Δv — поправка на изменение удельного объема для данных температуры и концентрации.

Значения Δv для растворов минеральных масел с холодильными агентами представлены в табл. 6.7 и 6.8. Плотности растворов по экспериментальным данным приведены на рис. 6.21. Плотность минерального масла с растворенным холодильным агентом при концентрации последнего до 8 % можно получить по следующей упрощенной формуле [6]:

$$\rho_{см.ид} = \frac{\rho_M}{1 + \xi_a \left(\frac{\rho_M}{\rho_a} - 1 \right)},$$

где $\rho_{см.ид}$ — плотность раствора при данной температуре; ρ_M — плотность масла; ρ_a — плотность жидкого холодильного агента при данной температуре; ξ_a — массовое содержание холодильного агента в растворе.

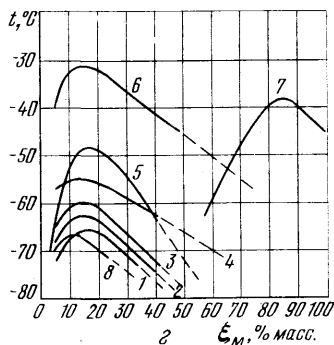
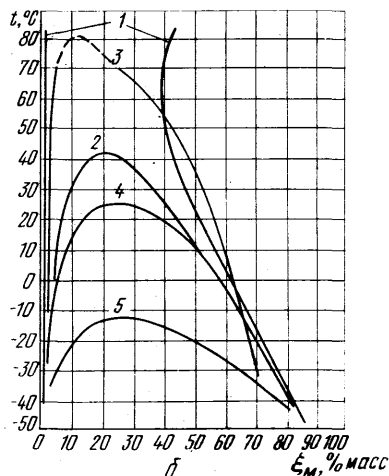
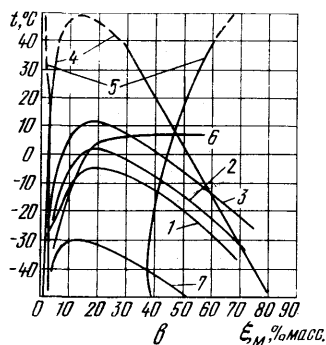
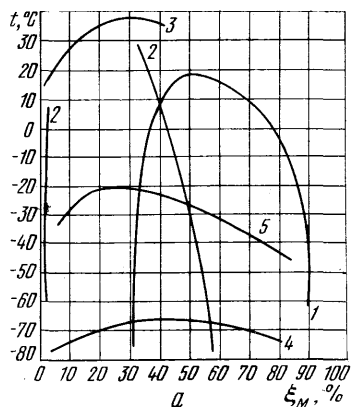


Рис. 6.18. Кривые расслоения растворов масел с холодильными агентами:

а — растворы: 1 — ХФ 22с-16/R502; 2 — 166-43/R13; 3 — ХФ 22-24/R13B1; 4 — ХФ 22с-16/R13B1; 5 — ХФ 12-16/R142; б — растворы с R22: 1 — XC 40; 2 — XM 35; 3 — XA 30; 4 — ХФ 12-16; 5 — ХФ 22-24; в — растворы: 1 — Suniso 3GS/R22; 2 — Suniso 4GS/R22; 3 — Suniso 5GS/R22; 4 — SHC 226/R22; 5 — Fluissil S55K/R13; 6 — Shell SD Refrigeration Oil/R502; 7 — Shell SD Refrigeration Oil/R22; г — растворы: 1 — Zerice S32/R22; 2 — Zerice S46/R22; 3 — Zerice S68/R22; 4 — Zerice S100/R22; 5 — Fuchs KMH/R22; 6 — XK 57/R22; 7 — полигликоль/R22; 8 — алкилбензол/R22

При концентрации холодильного агента в масле свыше 8 % плотность раствора

$$\rho_{см} = \frac{\rho_{см.ид}}{C}.$$

Поправочные коэффициенты C для приближенных расчетов представлены на рис. 6.22.

Вязкость раствора. Вязкость растворов масел с холодильными агентами меньше вязкости чистых масел, что определяется низкой вязкостью холодильных агентов.

Вязкость растворов с минеральными маслами рассчитывают исходя из свойств чистых компонентов:

$$a = \text{arch}(\ln v_m) - 8,76 \text{ arch}(v_{см}),$$

где v_m — вязкость чистого масла при заданной температуре; $v_{см}$ — вязкость раствора при той же температуре и заданной концентрации в стандартной диаграмме.

Величина a учитывает влияние свойств масла и характеризуется расстоянием в сантиметрах по оси ординат в логарифмических координатах между вяз-

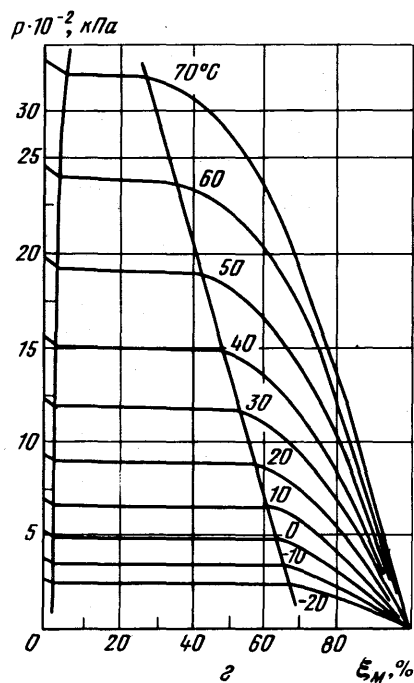
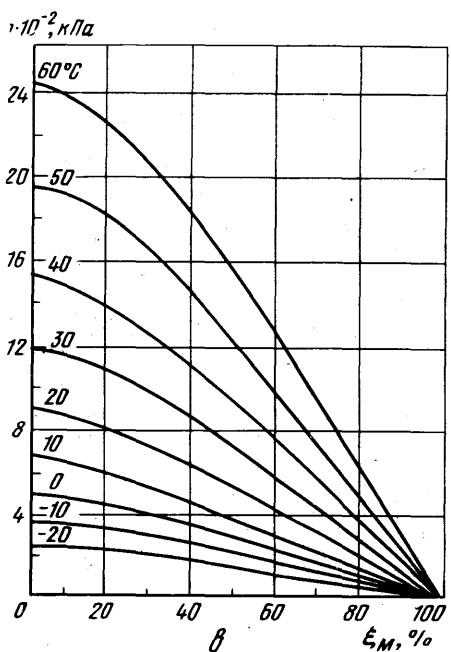
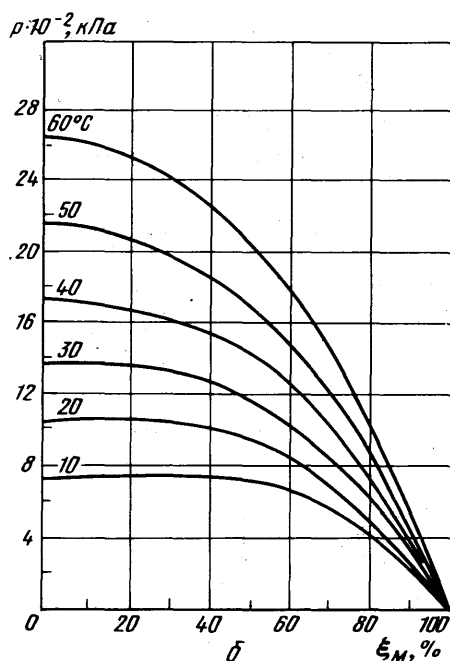
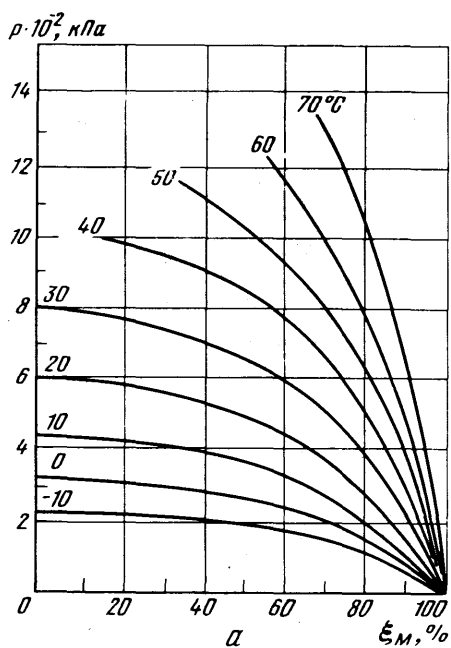


Рис. 6.19. Зависимость $p-t-\xi$ для растворов:

а — ХФ 12-16/R12; б — ХФ 22с-16/R502; в — ХФ 22с-16/R22; г — ХА 30/R22

6.5. Значения коэффициентов A , B в уравнении (6.1)

$\xi_{\text{м}}, \%$	R10		R11		R12		R22		R114	
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
0	-2312,2	3,3291	-1854,0	3,3626	-1448,0	3,4204	-1442,6	3,6156	-1719,7	3,4273
10	-2307,2	3,3180	-1854,0	3,3526	-1447,7	3,4168	-1438,9	3,6035	-1715,7	3,400
20	-2292,1	3,2841	-1853,7	3,3388	-1445,8	3,4083	-1427,9	3,5774	-1703,5	3,3746
30	-2267,0	3,2264	-1852,7	3,3163	-1440,7	3,3921	-1409,4	3,5375	-1683,3	3,3299
40	-2231,8	3,1432	-1849,9	3,2805	-1430,6	3,3610	-1383,6	3,4822	-1654,9	3,2750
50	-2186,6	3,0307	-1844,0	3,2272	-1414,0	3,3071	-1350,4	3,4105	-1618,4	3,2050
60	-2131,3	2,8837	-1833,3	3,1477	-1389,2	3,2355	-1309,8	3,3150	-1573,9	3,1174
70	-2066,0	2,6925	-1815,8	3,0305	-1354,7	3,1097	-1261,8	3,1837	-1521,2	2,9782
80	-1990,6	2,4383	-1788,9	2,8481	-1308,7	2,9107	-1206,4	2,9901	-1460,5	2,7802
90	-1905,1	2,0729	-1749,7	2,5265	-1249,7	2,5558	-1143,7	2,5767	-1391,6	2,4505

Примечание. Таблица приведена для систем с неограниченной растворимостью.

6.6. Значения коэффициентов A , B в уравнении (6.1)

$\xi_{\text{м}}, \%$	R13		$\xi_{\text{м}}, \%$	R13B1		$\xi_{\text{м}}, \%$	R23		$\xi_{\text{м}}, \%$	R115	
	A	B		A	B		A	B		A	B
0	-1114,1	3,5568	0	-1234,0	3,4304	0	-1183,1	3,8019	0	-1392,0	3,4635
86	-990,8	3,2992	50	-1226,6	3,4191	92	-999,4	3,4357	70	-1211,2	3,1601
88	-919,9	3,1134	60	-1211,8	3,4111	93	-947,1	3,3031	80	-1122,1	2,9958
90	-849,1	2,9398	70	-1177,9	3,2049	94	-894,8	3,1659	82,5	-1096,0	2,9128
92	-778,2	2,7183	80	-1109,0	2,9482	95	-842,5	3,0222	85	-1068,3	2,8157
94	-707,4	2,3870	90	-981,0	2,4760	96	-790,2	2,8654	87,5	-1038,9	2,6997
96	-636,6	2,1696				97	-737,8	2,6918	90	-1007,7	2,5617
98	-565,7	1,7403				98	-685,5	2,4839	92,5	-974,8	2,3984
						99	-683,2	2,1919	95	-940,0	2,1841
									97,5	-903,4	1,8322

Примечание. Табл. 6.6 приведена для систем, имеющих зону расслоения, в которой не достигаются ни верхняя, ни нижняя критическая точка (растворы типа R13 — ФМ 5,6АП либо R13 — флюзил).

костно-температурными зависимостями чистого масла и раствора:

$$a = \left(1 - \frac{IB}{235}\right) a_0.$$

Величина a_0 учитывает влияние свойств холодильного агента и описывается полиномом

$$a_0 = a_1(1 - \psi_m) + a_2(1 - \psi_m)^2 + a_3(1 - \psi_m)^3. \quad (6.4)$$

Значения a_1 , a_2 , a_3 , для различных холодильных агентов приведены в

табл. 6.9 [57, 58].

Формула (6.4) применима для расчета вязкости растворов с минеральными маслами до концентрации масла $\psi_m = 0,75...0,95$.

холодильного агента расчетные значения вязкости растворов по формуле (6.3) значительно отличаются от измеренных и определяются по уравнению [42]:

$$\lg v_{\text{см}} = \psi_m \lg v_1 + (1 - \psi_m) \lg v_2 + B\sqrt{\psi_m(1 - \psi_m)}.$$

Коэффициент B зависит от температуры; в интервале 20...60 °C действительно соотношение:

$$B = 1,65 - 0,08t.$$

Характер изменения вязкости растворов с синтетическими маслами несколько другой, приведенные формулы для них непригодны.

6.7. Отклонение идеального удельного объема от реального $\Delta V/V_{ид}$ (в %) по уравнению (6.2) для жидкой фазы растворов минеральных масел с R20, R21, R22, R23

$v = \frac{T}{T_{кр.х.а}}$	$\xi_m, \%$								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1,00	13,60	14,84	15,30	15,15	13,70	11,50	8,83	6,30	3,30
0,98	10,35	11,85	12,48	12,18	11,13	9,50	7,41	5,33	2,70
0,96	8,20	9,80	10,30	10,25	9,30	7,60	6,08	4,37	2,17
0,94	6,32	7,68	8,25	8,28	7,40	6,20	4,88	3,53	1,75
0,92	4,47	5,75	6,20	6,30	5,85	4,95	3,85	2,78	1,45
0,90	3,38	4,58	5,07	5,20	4,78	4,02	3,18	2,25	1,17
0,88	2,48	3,59	4,09	4,20	3,85	3,21	2,58	1,81	0,95
0,86	1,82	2,79	3,23	3,38	3,08	2,57	2,07	1,43	0,76
0,84	1,30	2,10	2,52	2,65	2,45	2,05	1,63	1,14	0,60
0,82	0,93	1,57	1,95	2,07	1,92	1,63	1,29	0,90	0,48
0,80	0,65	1,16	1,47	1,59	1,50	1,27	1,02	0,70	0,37
0,78	0,48	0,84	1,09	1,18	1,13	0,97	0,78	0,55	0,29
0,76	0,33	0,58	0,76	0,83	0,80	0,72	0,58	0,41	0,22
0,74	0,22	0,39	0,50	0,55	0,54	0,48	0,39	0,28	0,16
0,72	0,09	0,19	0,26	0,28	0,29	0,27	0,22	0,16	0,09
0,70	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,05	0,04	0,07	0,02
0,68	-0,08	-0,13	-0,14	-0,20	-0,19	-0,15	-0,14	-0,09	-0,04
0,66	-0,17	-0,28	-0,34	-0,43	-0,42	-0,37	-0,34	-0,22	-0,10

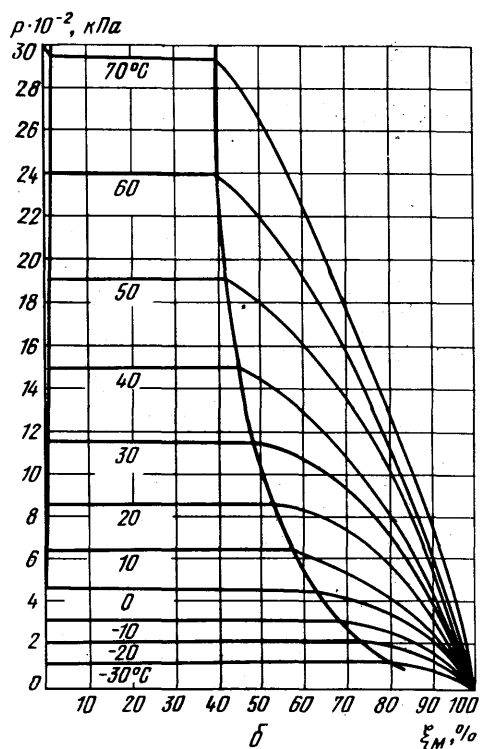
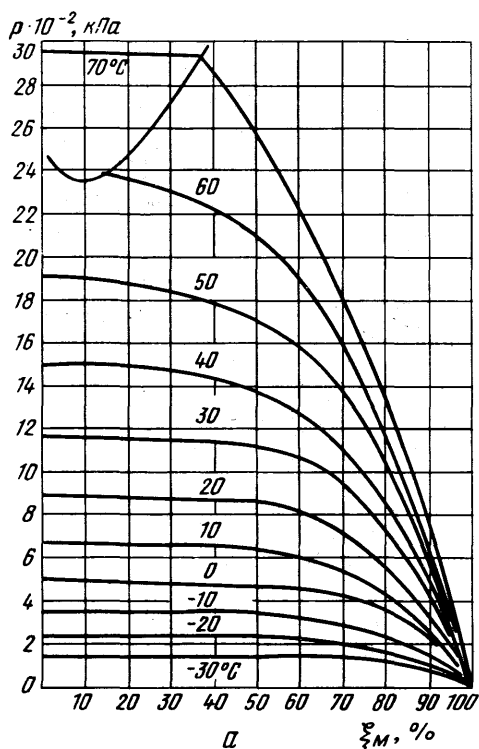


Рис. 6.20. Зависимость $p-t-\xi$ растворов:
а — ХФ 22-24/R22; б — ХС 40/R22;

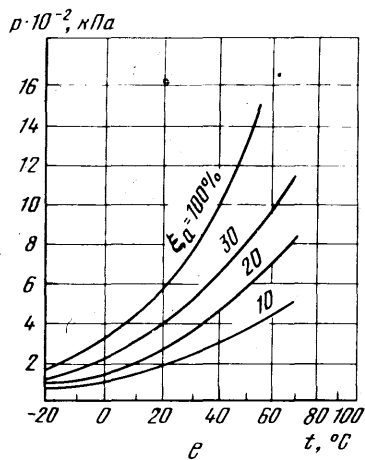
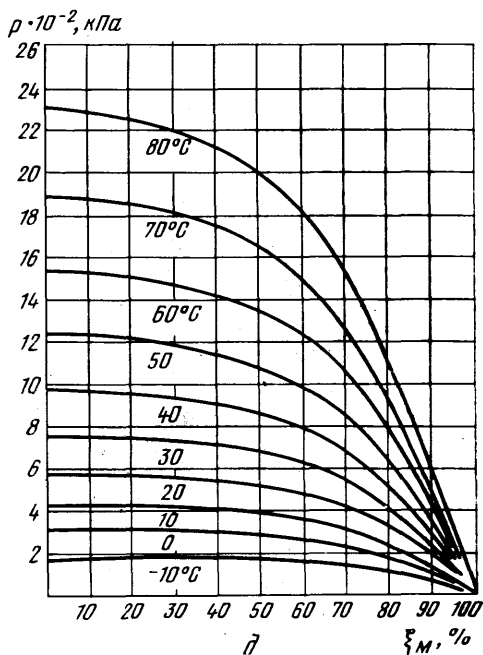
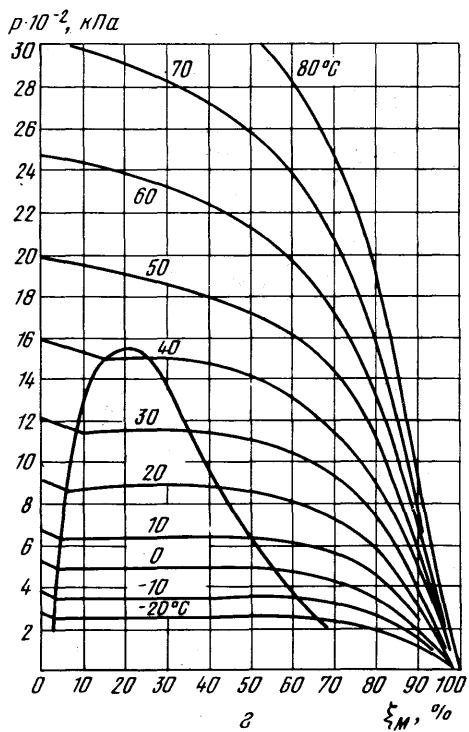
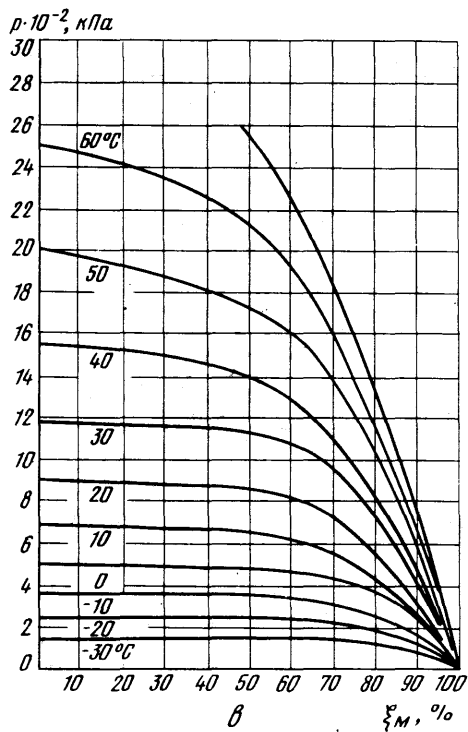


Рис. 6.20. (Продолжение)

в — ПФГОС-4/R22; г — ХМ 35/R22; д — ХМ 35/R12; е — SHC 226/R12

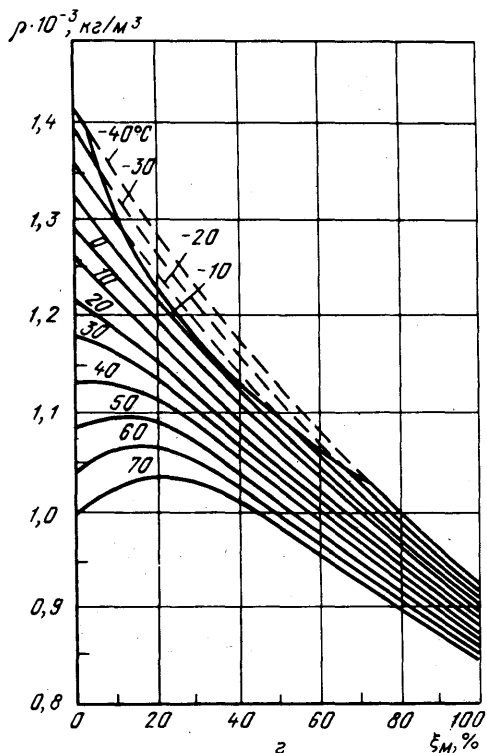
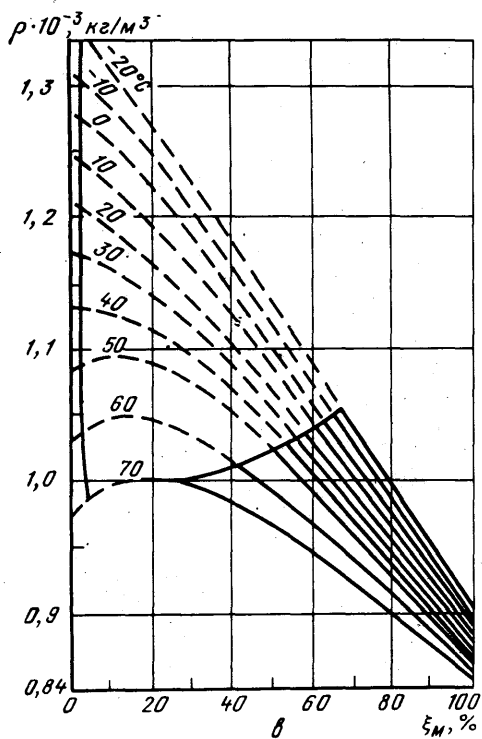
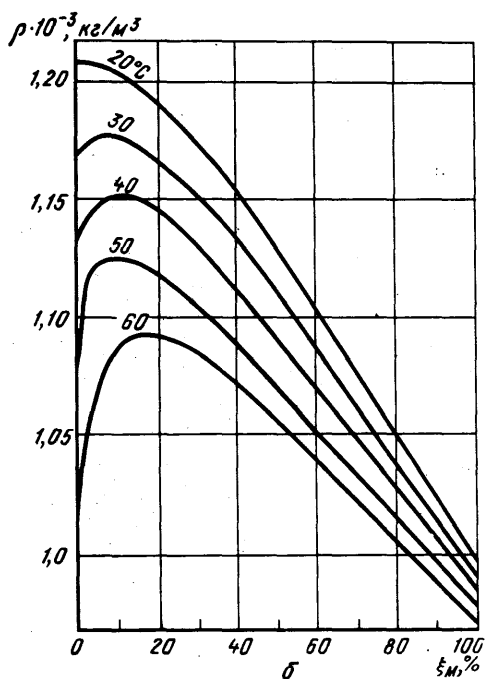
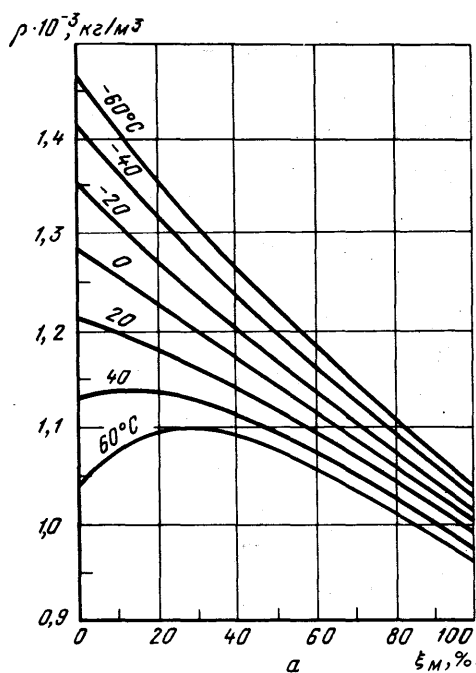


Рис. 6.21. Плотность растворов масел с холодильными агентами:
 а — XФ 22с-16/R22; б — XФ 22с-16/R502; в. — ХА 30/R22; г — XФ 22-24/R22

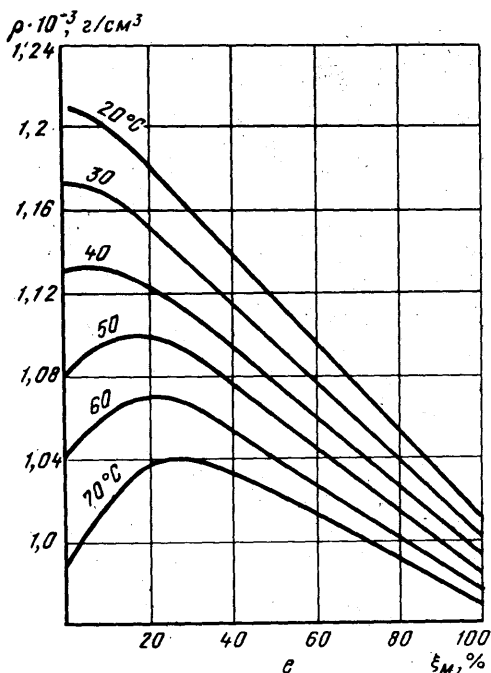
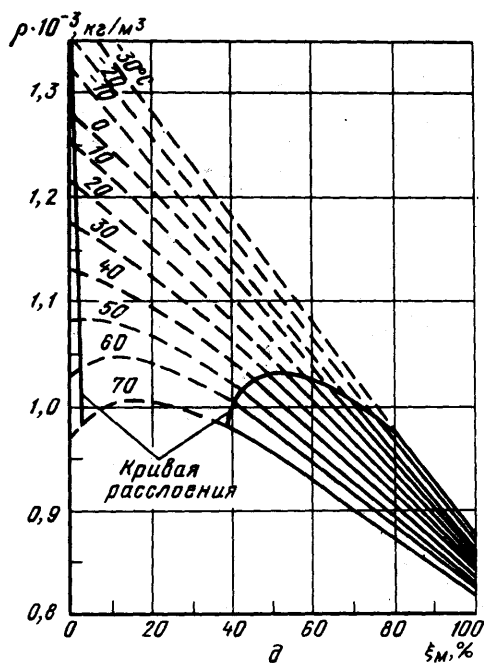


Рис. 6.21. (Продолжение)

∂ — XC40/R22; e — ПФГОС-4/R22

6.8. Отклонение идеального удельного объема $\Delta V/V_{ид}$ (в %) по уравнению (6.2) для жидкой фазы растворов минеральных масел с R10, R11, R12, R13, R13B1

$v = \frac{T}{T_{кр.х.а}}$	$\xi_m, \%$								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1,00	12,20	13,05	13,52	13,05	12,15	10,40	8,10	5,75	2,95
0,98	10,35	11,54	11,89	11,54	10,60	9,00	7,08	4,99	2,55
0,96	8,60	10,10	10,45	10,11	9,19	7,80	6,15	4,25	2,19
0,94	7,09	8,79	9,18	8,83	7,94	6,73	5,27	3,66	1,89
0,92	5,82	7,53	8,01	7,65	6,79	5,75	4,49	3,13	1,62
0,90	4,73	6,39	6,92	6,57	5,79	4,93	3,83	2,66	1,39
0,88	3,86	5,42	5,89	5,61	5,03	4,20	3,27	2,23	1,15
0,86	3,16	4,55	4,97	4,73	4,23	3,56	2,77	1,91	0,98
0,84	2,58	3,82	4,23	4,03	3,61	3,04	2,37	1,62	0,85
0,82	2,16	3,22	3,59	3,42	3,06	2,59	2,02	1,37	0,73
0,80	1,82	2,72	3,09	2,93	2,67	2,21	1,69	1,16	0,62
0,78	1,57	2,33	2,65	2,55	2,26	1,89	1,44	0,99	0,51
0,76	1,32	2,03	2,28	2,18	1,95	1,62	1,22	0,85	0,45
0,74	1,12	1,73	1,95	1,87	1,65	1,37	1,05	0,72	0,37
0,72	0,95	1,47	1,68	1,60	1,42	1,17	0,88	0,60	0,31
0,70	0,79	1,25	1,43	1,36	1,20	0,99	0,74	0,52	0,26
0,68	0,66	0,95	1,21	1,15	1,01	0,84	0,62	0,43	0,23
0,66	0,55	0,89	1,03	0,97	0,85	0,71	0,54	0,37	0,19
0,64	0,46	0,75	0,86	0,80	0,72	0,59	0,45	0,31	0,16
0,62	0,38	0,62	0,71	0,66	0,59	0,48	0,36	0,25	0,13
0,60	0,31	0,51	0,59	0,55	0,49	0,40	0,29	0,21	0,11

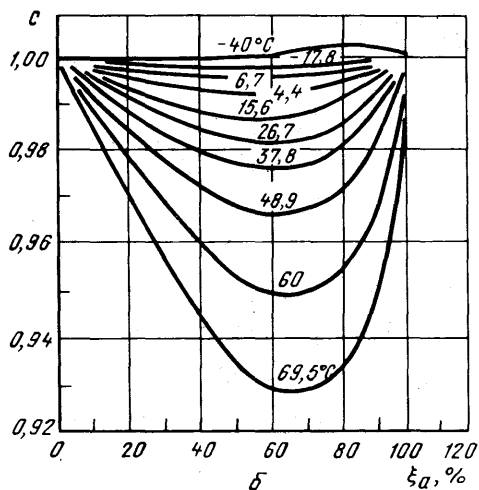
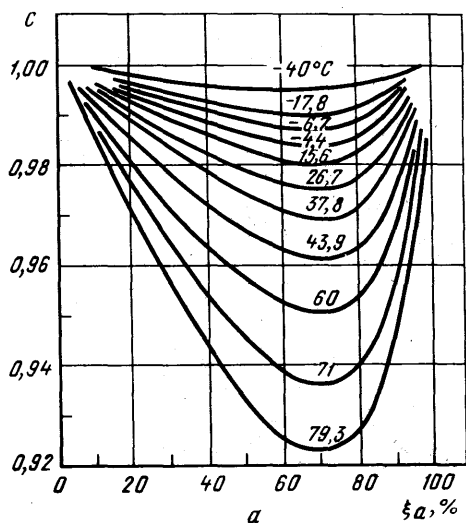
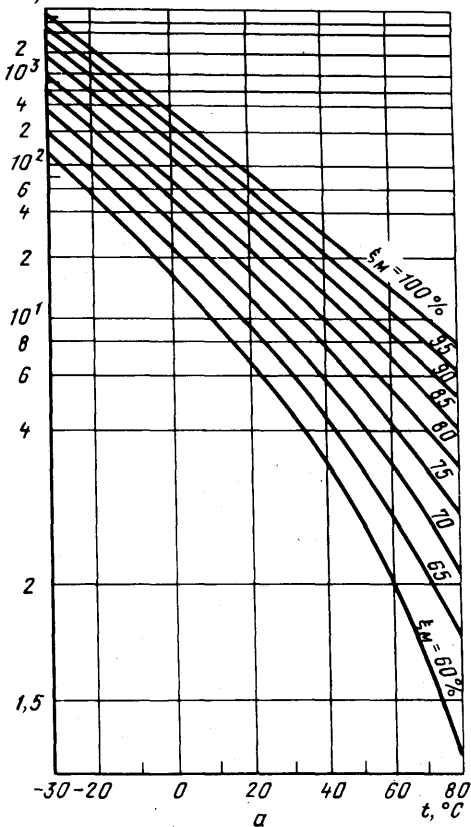


Рис. 6.22. Коэффициент C поправки плотности растворов минеральных масел с холодильными агентами:

a — минеральное масло/R12; $б$ — минеральное масло/R22

$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$



$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$

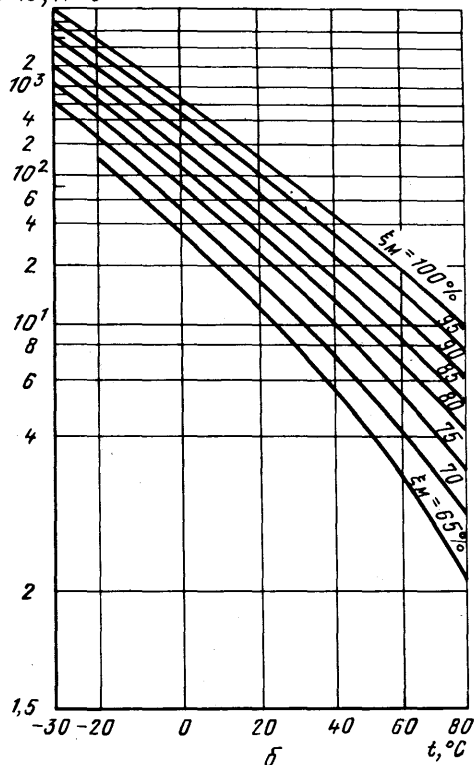


Рис. 6.23. Вязкость растворов масел с холодильными агентами:

a — ХФ 12-16/R12; $б$ — ХА 30/R22;

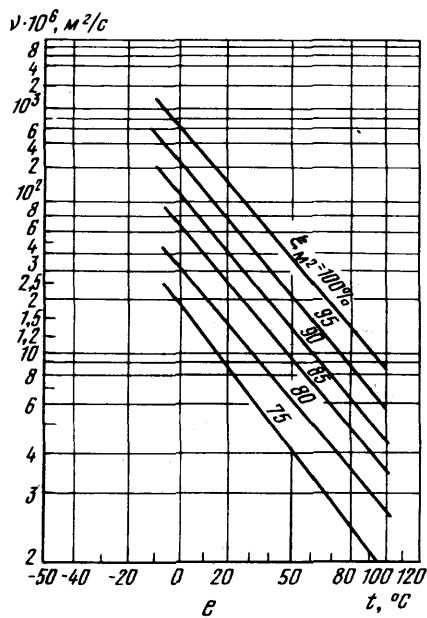
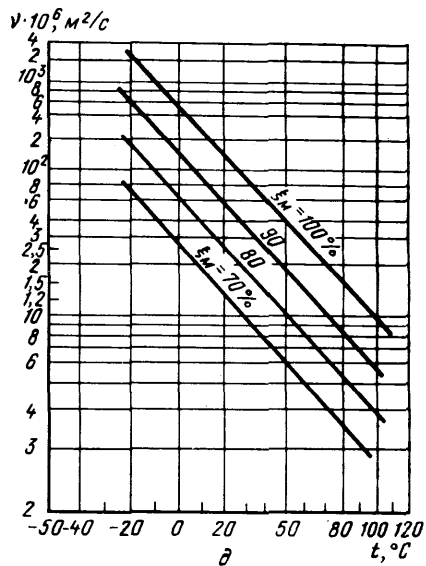
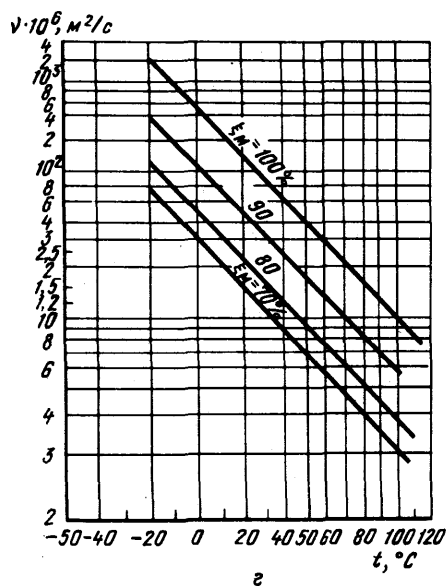
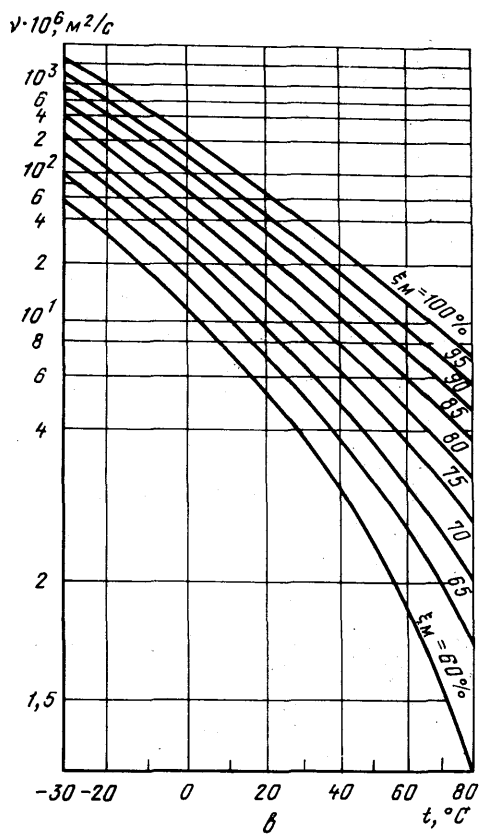


Рис. 6.23. (Продолжение)

а — ХФ 22с-16/R22; з — XC 40/R22; д — SHC 226/R12; XC 40/R22; е — Shell Oil 22-12/R22

6.9. Значения коэффициентов Q_1 , Q_2 , Q_3 в уравнении (6.4)

Холодильный агент	a_1 , см	a_2 , см	a_3 , см
R11	7,6576	7,9325	6,3533
R12	9,4660	2,1865	16,1040
R13	8,9777	-0,5714	11,9697
R13B1	9,8018	0,0794	19,6937
R22	5,4063	21,2976	-6,0043
R23	7,8403	9,4325	6,4815
R114	10,8333	2,5000	41,6667
R115	8,5000	15,0000	0

Характерно различное влияние холодильных агентов на вязкость раствора с одним и тем же маслом. Так, вязкость растворов масел с R12 при одной и той же концентрации выше, чем с R22 (рис. 6.22). Более точно вязкость

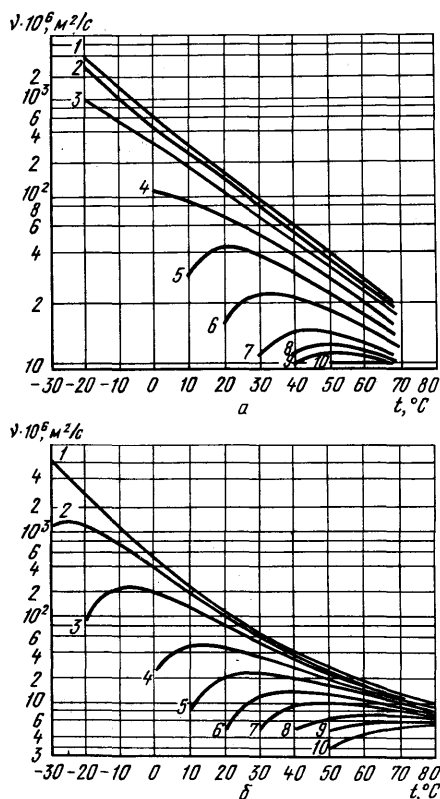


Рис. 6.24. Зависимость вязкости растворов масел с холодильными агентами от температуры при $p = \text{const}$:

a — XA 30/R22; δ — XC 40/R22; 1 — 50 кПа; 2 — 0,1 МПа; 3 — 0,2 МПа; 4 — 0,4 МПа; 5 — 0,6 МПа; 6 — 0,8 МПа; 7 — 1,0 МПа; 8 — 1,2 МПа; 9 — 1,4 МПа; 10 — 1,6 МПа

растворов масел с холодильными агентами определяют экспериментально на специальных вискозиметрах. Экспериментально определенные зависимости вязкости растворов приведены на рис. 6.23.

Изменение вязкости масла в картере компрессора подчиняется более сложной зависимости. С понижением температуры при заданном постоянном давлении в картере содержание холодильного агента в масле увеличивается, а вязкость снижается. С повышением температуры содержание холодильного агента в масле уменьшается и вязкость раствора приближается к вязкости чистого масла, поэтому дальнейшее повышение температуры приводит к уменьшению вязкости масла. Каждому давлению в картере соответствует температура, при которой раствор имеет наибольшую вязкость (рис. 6.24).

Подвижность растворов. Растворенный в масле холодильный агент улучшает подвижность масла, что особенно важно при низких температурах. С увеличением массовой доли холодильного агента температура текучести растворов понижается (рис. 6.25). Это позволяет использовать масла при температурах более низких, чем температура текучести чистого масла.

Диаграмма $i-\xi$. Диаграммы $i-\xi$ растворов (диаграммы состояния) ха-

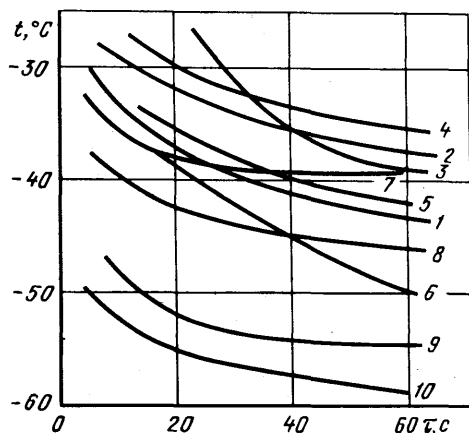


Рис. 6.25. Подвижность масел и растворов масел с холодильными агентами в U-образной трубке:

1 — XC 40; 2 — XA 30; 3 — XA 30/5,6 % R22; 4 — XA 30/8,9 % R22; 5 — XF 12-16; 6 — XF 12-16/10 % R12; 7 — XF 22c-16; 8 — XF 22c-16/5 % R502; 9 — XF 22c-16; 10 — XF 22c-16/5 % R502

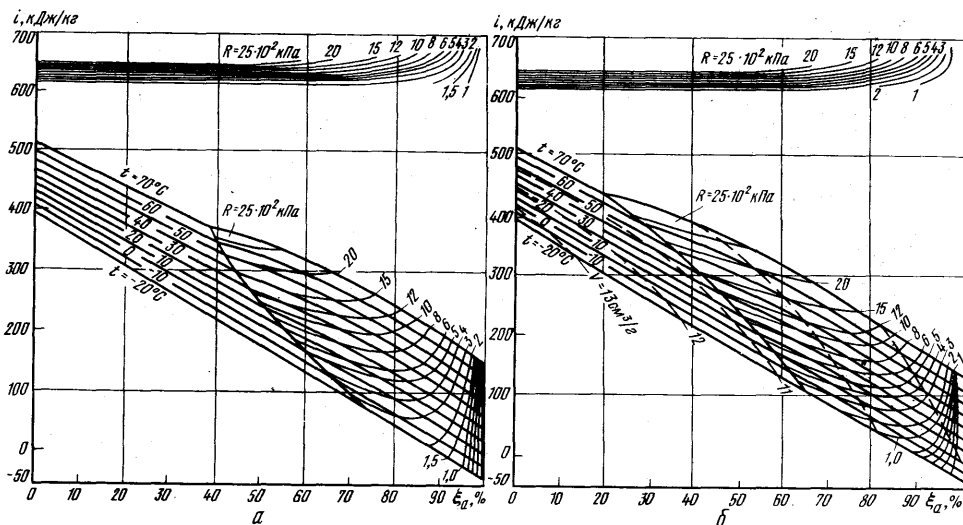


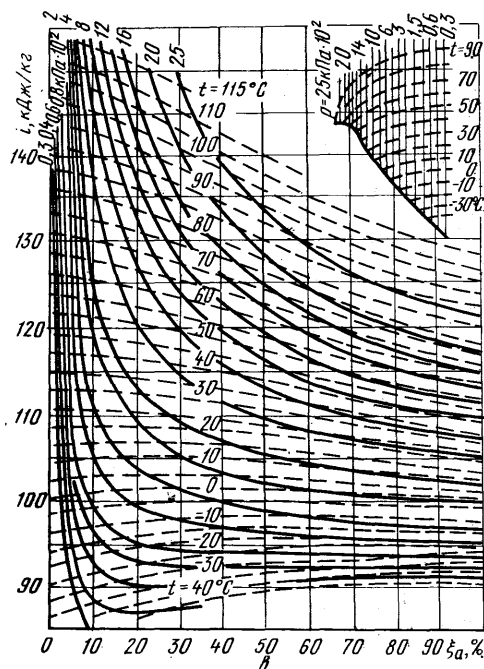
Рис. 6.26. Диаграммы энтальпия — концентрация растворов масел с холодильными агентами:

а — ХА 30/R22; б — ХС 40/R22; в — диаграмма Бамбаха — минеральное масло/R12

рактически характеризуют зависимость термодинамических характеристик смесей (растворов) масел с холодильными агентами от состава смеси.

Диаграммы $i-\xi$ строят на основе экспериментальных данных. На рис. 6.26, а приведены диаграммы $i-\xi$ для смесей масел ХА 30, ХС 40 с R22, на рис. 6.26, б — диаграмма $i-\xi$ для смеси R12 с маслом [13].

Диаграммы состоят из двух частей: верхняя часть — для газовой фазы раствора, нижняя — для жидкой. В газовой фазе находится практически чистый перегретый пар холодильного агента, так как давление паров масел мало. С помощью диаграммы по известным p , T определяют состав жидкой фазы кипящего раствора и энтальпию жидкой фазы. По диаграмме можно рассчитать и построить практически все рабочие процессы, происходящие в маслозаполненных винтовых и ротационных компрессорах и в теплообменных аппаратах холодильных машин. При использовании диаграммы $i-\xi$ для расчетов необходимо учитывать, что они построены для равновесных состояний растворов, которые не достигаются в реальных процессах.



ИСПЫТАНИЯ МАСЕЛ

Для допуска к применению масла проходят цикл испытаний. Испытания состоят из последовательных этапов: лабораторные, стендовые и эксплуатационные испытания.

Лабораторные испытания проводятся для определения основных физико-химических свойств и специфических ха-

рактик масел. Они проводятся по показателям и в соответствии с комплексом методов квалификационной оценки масел для холодильных машин.

По результатам лабораторных испытаний дается предварительное заключение о соответствии масла заданным характеристикам.

Стендовые испытания служат для подтверждения результатов лабораторных испытаний, а также для уточнения служебных и эксплуатационных свойств, которые недостаточно характеризуются лабораторными испытаниями. В задачи стендовых испытаний входят подтверждение стабильности масел в реальных условиях, оценка взаимодействия с конструктивными, уплотнительными и электроизоляционными материалами, уточнение противоизносных и противозадирных качеств, уточнение пенообразующих свойств и влияние их на работу системы смазки, оценка влияния на теплотехнические характеристики холодильной машины, оценка циркуляции масла по холодильной системе, оценка ресурса использования масла без смены. Только комплексные стендовые испытания в современных холодильных компрессорах могут дать правильное представление о химическом равновесии холодильной системы, объективным показателем которого являются меняющиеся во времени физико-химические характеристики масла, в котором собираются все продукты деградации и взаимодействия материалов.

Эксплуатационные испытания являются завершающим этапом и служат для подтверждения соответствия свойств и характеристик промышленной партии масла заданным требованиям и результатам лабораторных и стендовых испытаний. По результатам эксплуатационных испытаний вновь разработанное масло или масло с измененным исходным сырьем и технологией производства допускается к применению.

ПРИМЕНЕНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАСЕЛ

Вопросами изучения качества и оптимального применения масел занимается химмотология [18]. К холодильным маслам предъявляют особые требования в отношении качества, что вытекает из условий применения их в холодильных машинах и компрессорах.

Основные положения при выборе холодильных масел. К физико-химическим и другим свойствам холодильных масел предъявляют общие требования, относящиеся ко всем холодильным маслам, и специальные, зависящие от типа холодильной машины, режима работы и других обстоятельств. Универсальных холодильных масел, в одинаковой степени удовлетворяющих противоречивым и конкурирующим требованиям, на практике не существует. Предпочтение отдается холодильному маслу, которое для заданных условий применения удовлетворяет наиболее важным эксплуатационным требованиям.

При выборе холодильных масел можно пользоваться следующими рекомендациями в отношении характеристик и свойств, определяющих эксплуатационные качества масел: *min* — желательно стремиться к меньшему значению, *max* — к большему.

min — температуры застывания и хлопьеобразования, кислотное число, цвет, показатель преломления, температура критической точки, диаметр, пятна износа, концентрация пара хладагента в растворе;

max — вязкость, индекс вязкости, температура вспышки, анилиновая точка, поверхностное натяжение, обобщенный показатель износа, концентрация жидкого хладагента в растворе

Кроме того, холодильному маслу предъявляются требования химической стабильности смеси с холодильными агентами, низкой агрессивностью к конструкционным, уплотнительным и электроизоляционным материалам, нетоксичностью и низкой стоимостью.

Поскольку некоторые характеристики масел, имеющие двойственное влияние на эксплуатационные качества (вязкость, t_z , растворимость с холодильными агентами и др.) взаимосвязаны, на практике их величины определяются на основании технико-экономического анализа. Рекомендуемые области и диапазоны применения отечественных и наиболее распространенных иностранных холодильных масел с учетом возможности их взаимозаменяемости приведены в табл. 6.10.

Применение масел в аммиачных холодильных машинах. Слабая растворимость масел с аммиаком определяет необходимость тщательного отделения масла от аммиака после компрессора и возврат его в компрессор. Однако часть масла проникает в холо-

6.10. Области применения холодильных масел

Температура кипения, °C	Холодильный агент	ХФ 12-16	ХФ 22-24	ХА 30	ХФ 22с-16	ПФГОС-4
		Shell Clavus 32 Zerice S 32	Заменители Suniso 4GS Shell Clavus 46 Shell Clavus 68 Shell Oil 22-12 Zerice S 46 ХК 57	Shell Clavus 46 Shellcell Clavus 68 W-123 Energol LPT-F46 LPT-68	Shell Oil 22-12 Zephron 150 Fuchs KMH Zerice S 46	Zerick S 46 Zeice S 100 ХК 57
+20...0	R114 RC318 R142	П, ПБ	П**, ПГ**, ПБ**	П, В, Ц	П, ПБ	
	R12	П, ПГ, ПБ	П, ПГ, ПБ	П, В, Ц		
	R22		П, ПГ, ПБ	П, В, Ц	П, ПБ	
—40	R12 R22 R502 R290		П П П	П, В, Ц П, В, Ц П, В, Ц П, В, Ц	П, ПБ П, ПБ	П, ПБ П, ПБ
—70	R12 R22 R502		П П		П, ПБ П, ПБ	П, ПБ В
—70...—100	R13 R503 R1150			Ц		П, В П, В
—65	NH ₃			П, В, Ц		

дильную систему через маслоотделитель как в капельном виде, так и в виде пара вследствие высокой упругости паров минеральных масел, используемых в аммиачных холодильных машинах. В рабочих условиях из маслоотделителя уносится масло, обогащенное наиболее легкими фракциями минеральных масел, в компрессоре накапливаются тяжелые фракции и вязкость масла увеличивается. Отмечаются случаи повышения вязкости масла ХА 30 в поршневых компрессорах до $50...55 \cdot 10^{-6}$ м²/с при 50 °C. Повышение вязкости благоприятно отражается на смазывающих качествах масла; при этом в картере или маслоотделителе постепенно накапливаются продукты термического разрушения масла, вследствие отложений снижается надежность работы маслосистемы, клапанов и уплотнений. Масло быстро темнеет, и требуется его замена.

Основными требованиями к маслам для аммиачных машин являются: достаточно высокая вязкость — не менее $45 \cdot 10^{-6}$ м²/с при 40 °C, высокая термо-

стабильность и температура вспышки не ниже 180...190 °C; низкая испаряемость, низкая температура застывания.

При характерной низкой растворимости масла с аммиаком особенно важное значение имеет температура застывания масла, однако для низкотемпературных машин практически все минеральные масла имеют недостаточную подвижность. В ряде случаев, особенно в холодильных установках с разветвленными испарительными системами и с периодическими оттайками для слива масла, целесообразно применение минеральных масел повышенной вязкости до $60...80$ мм²/с при 40 °C, при температурах застывания —25...+30 °C, которые имеют лучшую термостабильность. Возможно применение компаундных масел с добавками к основному холодильному маслу (например, ХА 30) высоковязкого нехолодильного термически стабильного масла (например, И 50). Такие рекомендации направлены на повыше-

Температура кипения, °С	Холодильный агент	ХМ 35	XC 40	132-244	166-43	ФМ 5,6АП	Т 30
		Shell Clavus 46, 68 Zerice S46 Zerice S68 ONF 68 (ЧСФР) Suniso 4GS Capella VF-68	Shell Clavus 68 Zerice S68 SHL 226 Zerice S46 Zerice S100 SHC 230 Suniso 5GS SD-Revioi XK 57	Заменители Fuchs КМН Алкилбензолы Zerice S46 Zephron 150 XK 57	Fluisil S55K Fuchs КМН Алкилбензолы	Fluisil S55K Fuchs КМН Алкилбензолы	Fuchs KES Capella VF 68
+20...0	R114 RC318 R142	A }	A				Ц
	R12	A	A				Ц
	R22	A	A				Ц
-40	R12 R22 P502 P290	A }	A }	П, ПГ, ПБ В, ВБ			Ц
-70	R12 R22 R502		T A A }	П, ПГ, ПБ, В, ВБ			Ц
-70...-100	R13 R503 R1150			П, ПГ, ПБ В, ВБ }	П, ПГ, ПБ В, ВБ	П, ПБ* П, ПБ*	Ц

О обозначения к таблице.

* При отсутствии корродирующих сплавов алюминия.

** При температурах нагнетания не выше 100 °С.

П — поршневые сальниковые компрессоры, ПГ — поршневые герметичные компрессоры, ПБ — поршневые бессальниковые компрессоры, В — винтовые сальниковые компрессоры, ВБ — винтовые бессальниковые компрессоры, Ц — центробежные компрессоры, А — во всех типах компрессоров.

ние надежности компрессоров и повышение эффективности винтовых компрессоров.

Слабая растворимость аммиака в масле приводит к быстрому расслаиванию раствора. При этом масло оказывается на дне аппаратов и емкостей, вследствие чего в аммиачных машинах отсутствует проблема возврата масла из конденсаторов и ресиверов. Широкое применение аммиака в основном в крупных промышленных установках с сильно разветвленными испарительными системами, в которых наблюдаются значительные потери масла, обуславливает применение для аммиачных машин дешевых минеральных масел (ХА 30, ХМ

35, Shell, Clavus 46, 68). Однако для комплексных машин для охлаждения теплоносителя не исключено применение углеводородных масел типа ХС 40 и SHC 226.

Применение масел во фреоновых холодильных машинах. Как видно из табл. 6.10, во фреоновых холодильных машинах (а также работающих на углеводородах) применяется большое количество минеральных и синтетических масел, различающихся уровнем вязкости и специфическими низкотемпературными свойствами (табл. 6.1).

Наиболее распространены во фреоновых машинах минеральные масла вязкостью от 25 до 100 мм²/с при 40 °С.

При этом для низкотемпературных машин на малорастворимых хладагентах в напряженных условиях работы разработаны улучшенные рафинированные сорта минеральных масел Shell Clavus, Zerice S, Fuchs KMH, отличающиеся высокой химической стабильностью, низкой температурой застывания, хлопьеобразования, критическими температурами растворимости с хладагентами.

Номенклатура и диапазон применения синтетических масел расширяются.

Углеводородные синтетические масла типа XC 40, SHC 226 и SHC 230 применяются главным образом в машинах с винтовыми компрессорами в широком диапазоне температур кипения. Хорошо растворимые с R22, R502, R13 масла типа Fuchs KMH применяют в низкотемпературных машинах с поршневыми компрессорами.

Синтетические алкилбензолные масла средней вязкости типа XK 57, характеризующиеся химической стабильностью и хорошей растворимостью с хладагентами, применяют в низкотемпературных холодильных машинах на любых хладагентах. Они являются также эффективными низкотемпературными компонентами в компаундных маслах Zephon 150, Shell 22-12, Shell SD, Refrigeration Oil. Недостатком алкилбензолных масел является их сравнительно невысокая вязкость для применения в винтовых компрессорах.

Кремнийорганические масла (жидкости) вследствие высокой стоимости применяют чаще всего в низкотемпературных машинах, работающих на холодильных агентах среднего и высокого давления. Масла этого класса могут различаться по вязкости, температуре застывания и критической температуре растворения с холодильным агентом в широком диапазоне: маловязкое ФМ 5,6АП, средней вязкости ПФГОС 4, 166-43, 132-244; высокой вязкости ПЭС 5, Fluissil S55K. Свойства полигликолей (как холодильных масел) изучены недостаточно, и применение их в холодильных машинах ограничено.

В холодильных машинах с поршневыми компрессорами применяют масла различной вязкости, в кондиционерах с высокими t_k применяются масла вязкостью до 60...80 мм²/с при 40 °С. Учитывая хорошую растворимость масел с холодильными агентами низкого давления, в тепловых насосах, особенно в

высокотемпературных, применяют в основном масла вязкостью 60...100 мм²/с при 40 °С.

В винтовых агрегатах используют холодильные масла наибольшей вязкости, поскольку они позволяют снизить утечки в зазорах, а также количество балластного растворенного холодильного агента и тем самым повысить КПД компрессора. Обычно при умеренных температурах применяют масла вязкостью не ниже 50 мм²/с при 40 °С, а для кондиционирования и тепловых насосов — до 100...120 мм²/с, например SHI 230, SHC 234. Для низкотемпературных машин обычно используются масла с более низкими температурами застывания, с лучшей растворимостью в холодильных агентах и умеренной вязкостью. Даже в машинах с винтовыми агрегатами с целью повышения их технических и энергетических характеристик применяются масла с вязкостью 40...50 мм²/с.

В холодильных агрегатах с центробежными компрессорами применяют высококачественные минеральные и углеводородные холодильные масла вязкостью 40...70 мм²/с, например XC 40, XM 35, Shell Clavus 46, Capella D, Fuchs KES, а также турбинные масла типа T 30, удовлетворяющие специфическим требованиям, предъявляемым к холодильным машинам.

Химическая стабильность. К химической стабильности масел для фреоновых холодильных машин предъявляют жесткие требования. Чем выше температурный уровень компрессора (температура нагнетания, обмоток встроенного электродвигателя, пар трения), тем выше должна быть стабильность масла с используемым холодильным агентом.

Химическое качество и химическую стабильность холодильной системы оценивают в целом, так как при работе выделяются и образуются продукты разложения и старения холодильных агентов и различных металлических и полимерных материалов. Все это в конечном итоге собирается и накапливается в холодильном масле, качество которого постепенно ухудшается. Особое внимание уделяют сухости системы, поскольку влага даже в незначительных количествах быстро выводит химическое качество среды за пределы допустимого. Считают, что массовая доля воды в масле работающей холодильной фреоновой ма-

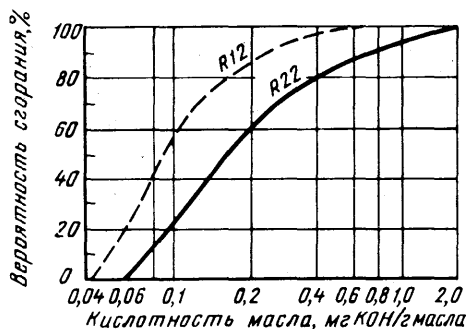


Рис. 6.27. Зависимость частоты сгорания встроенных электродвигателей от кислотного числа используемого масла

шины не должна превышать 20...30 %. Влажность контролируют способами, изложенными выше.

Продолжительная работа на увлажненном и некачественном масле может привести к взаимодействию масел с металлами, недопустимому омеднению [38], разрушению уплотнений, к пробую обмоток встроенных электродвигателей. В свою очередь, при взаимодействии масел с материалами могут выделяться вещества, в еще большей степени повышающие агрессивность масла. Так, при воздействии окисленных масел и холодильного агента на материалы обмоток электродвигателей из последних выделяются СО и СО₂, которые увеличивают кислотность масла [50]. Экспериментально показано, что вероятность сгорания обмоток электродвигателя возрастает с повышением кислотности масла (рис. 6.27) [38, 50].

ВЛИЯНИЕ РАСТВОРИМОСТИ МАСЕЛ В ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТАХ НА РАБОТУ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Взаимная растворимость масла с холодильными агентами оказывает существенное влияние на характеристики и работу холодильной машины и компрессора; холодопроизводительность, энергетические показатели, пусковые характеристики компрессора, теплообмен в аппаратах, циркуляцию масла, надежность компрессора.

Снижение холодопроизводительности. Растворенное в жидком холодильном агенте масло снижает холодопроизводительность холодильной машины. Поскольку давление раствора холодильного агента с маслом в испарителе обычно ниже давления чистого холодильного агента, при заданной температуре кипения давление и действительная холодопроизводительность компрессора оказываются ниже, чем при работе на чистом холодильном агенте [37].

6.11. Соотношение теоретических холодопроизводительностей раствора R12 — масло и чистого R12 ($t_0 = -35,5^\circ\text{C}$, $p_0 = 80\text{ кПа}$, $t_k = 25^\circ\text{C}$)

Массовая доля масла перед регулирующим вентилем, %	Конечная температура испарения, °C				
	—35	—30	—20	0	20
2	89,4	95,6	96,8	97,5	98,2
6	67,1	86,4	90,0	92,2	94,0

В холодильных машинах с поршневыми компрессорами механический унос масла в систему неуправляем и практически постоянен по величине. Поэтому концентрация масла ξ_m в циркулирующем холодильном агенте меняется в зависимости от режима работы по t_0 и t_k . С понижением t_0 концентрация масла резко возрастает; вместе с этим снижается холодопроизводительность (рис. 6.28, табл. 6.11), при этом холодопроизводительность с уменьшением кажущегося перегрева в испарителе также падает.

В машинах с винтовыми компрессорами концентрация масла может регулироваться путем изменения количества впрыскиваемого в компрессор масла.

В кожухотрубных испарителях для нормальной работы терморегулирующих вентилей (ТРВ) и возврата масла обеспечивается перегрев пара на 1...5 °C. Из испарителя масло возвращается в компрессор с растворенным холодильным агентом. Компрессор всасывает холодильный агент, выделяющийся в результате выпаривания его из масла. Использование в холодильной машине регенеративного теплообменника позволяет снизить перегрев пара в испарителе и получить дополнительное охлаждение

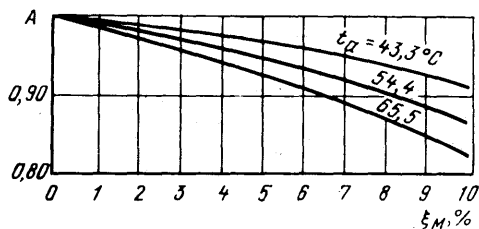


Рис. 6.28. Зависимость холодопроизводительности компрессора от содержания масла, циркулирующего с R12 в холодильном цикле при $t = -1^\circ\text{C}$ и подогреве пара до 11°C :

A — поправочный коэффициент на снижение производительности; ξ — содержание масла в R12; $t_{\text{ж}}$ — температура жидкости

жидкого раствора после конденсатора. В регенеративном теплообменнике происходит выпаривание (доиспарение) оставшегося во всасывающем тракте раствора до концентрации, соответствующей состоянию раствора (масла) в картере компрессора. Процесс доиспарения позволяет увеличить степень регенерации и свести к минимуму вредное влияние циркуляции масла на объемные характеристики компрессора [13, 36].

Снижение КПД компрессора. Наибольшее влияние на КПД оказывает балластный холодильный агент, растворенный во впрыскиваемом масле, в маслозаполненных винтовых и ротационных компрессорах. Подробно вопросы влияния на рабочие процессы и характеристики маслозаполненных компрессоров излагаются в соответствующих разделах справочника.

Пусковые характеристики компрессора. Во время пуска компрессоров при резком понижении давления в картере происходит вскипание масла (раствора). Образуется пена, нарушающая работу маслораспределителя и всей системы смазки. Одновременно происходит переохлаждение раствора в картере до температуры ниже температуры всасывания в компрессор. Концентрация холодильного агента в масле становится ниже равновесной. Холодильный агент начинает адсорбироваться маслом до насыщенного состояния, причем концентрация холодильного агента может стать выше первоначальной (до пуска компрессора). Ненадежная работа компрессора с высоким содержанием холодильного агента в холодном масле будет продолжаться, пока температура масла

не поднимется и концентрация холодильного агента в нем не снизится до безопасных для работы системы смазки величин. В современных компрессорах для повышения надежности применяют подогреватели масла в картере.

ТЕПЛООБМЕН В АППАРАТАХ

Влияние масла на коэффициент теплопередачи при внутритрубном кипении хладагента неоднозначно и зависит от режима кипения. При кипении снижается коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{н}}$ в кожухотрубном испарителе при увеличении концентрации масла $\xi_{\text{м}}$, оцениваемом соотношением коэффициентов теплоотдачи при кипении чистого хладагента и с маслом $\xi_{\text{м}} = \alpha_{\text{н}} / \alpha_{\text{ам}}$ (рис. 6.29). Как следствие, происходит снижение $\alpha_{\text{н}}$ при повышении температуры кипения t_0 при постоянном количестве уносимого из компрессора масла, поскольку заполнение испарителя уменьшается (рис. 6.30).

В холодильной машине с винтовым компрессором путем изменения количества впрыскиваемого масла возможно регулирование концентрации масла в циркулирующем холодильном агенте и в испарителе. На этой основе возможна оптимизация энергетической эффективности машины при различных режимах работы. При кольцевом режиме кипения с $\xi_{\text{м}} = 6\%$ коэффициент теплопередачи возрастает вдвое (рис. 6.29), а при пленочном режиме потока он снижается в присутствии масла. Для волнисто-кольцевого потока заметного влияния масла на k не обнаружено.

Изменение $k_{\text{вн}}$ по длине трубки в зависимости от паросодержания агента показывает заметное влияние масла при кипении R12 (рис. 6.30). Вредное влияние увеличенного поверхностного натяжения в присутствии масла на образование центров кипения некоторыми авторами не подтверждается.

Как показывают современные исследования, влияние масла при кипении на поверхности труб приводит к увеличению средней разности температур между стенкой и холодильным агентом (рис. 6.31).

Циркуляция масла в системе. Растворимость масла в холодильным агентом имеет важное значение для нормальной циркуляции масла и возврата его в компрессор.

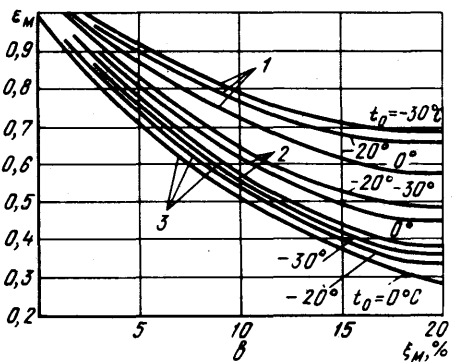
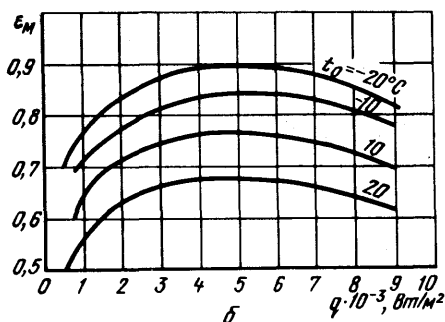
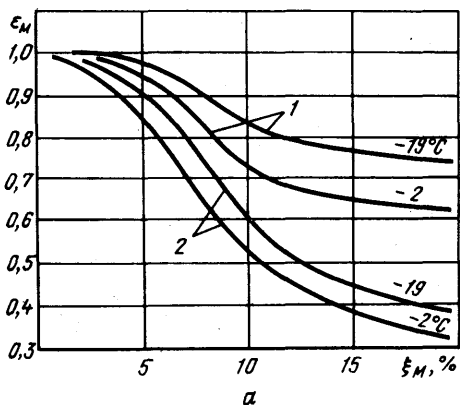


Рис. 6.29. Зависимость коэффициента ϵ_M , учитывающего влияние масла при кипении холодильного агента на оребренной поверхности:

а — масла ХФ 12-16 при кипении R12 от массовой концентрации масла: 1 — $q_{FH} = 1850 \text{ Вт/м}^2$; 2 — $q_{FH} = 10\,000 \text{ Вт/м}^2$; б — масла ХФ-12-16 при кипении R12 от теплового потока при различных t_0 ; в — масла ХФ 22с-16 при кипении R22 от массовой концентрации (данные ЛТИХП): 1 — $q_{FH} = 1850 \text{ Вт/м}^2$; 2 — $q_{FH} = 5000 \text{ Вт/м}^2$; 3 — $q_{FH} = 1000 \text{ Вт/м}^2$

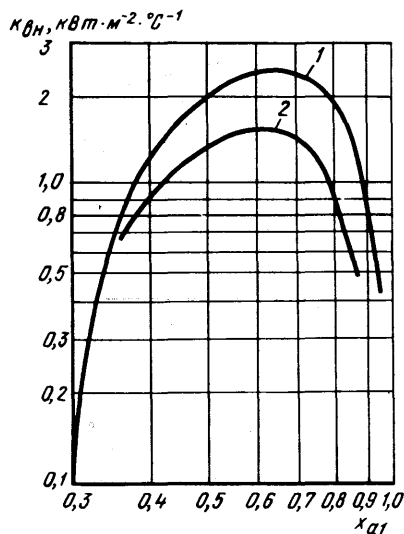


Рис. 6.30. Изменение коэффициента теплопередачи $k_{вн}$ при кипении внутри трубки при увеличении паросодержания агента x_a от начала к концу трубки:

1 — чистый R12; 2 — R12 + 6% (объемных) минерального масла Snell Clavus 68

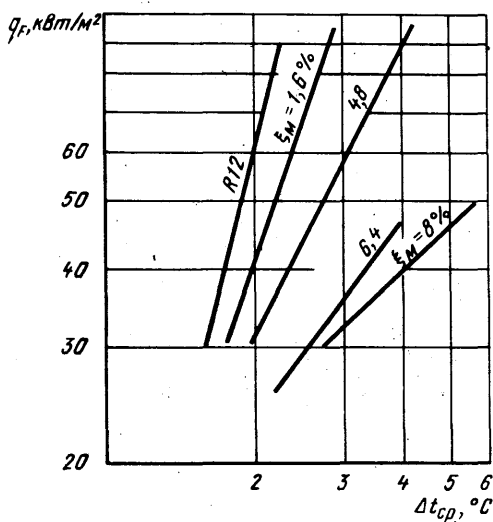


Рис. 6.31. Зависимость теплового потока q_F от средней разности температур между стенкой и хладагентом Δt_{cp} при межтрубном кипении R12 с углеводородным маслом SHC 234 (трубка с металлическим покрытием), ξ_M — объемная концентрация масла

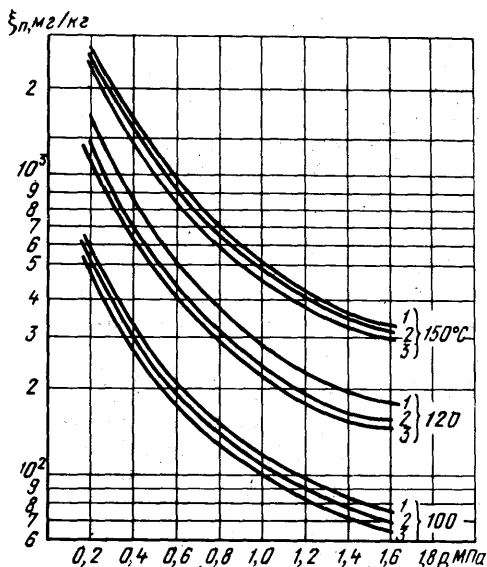


Рис. 6.32. Зависимость массовой доли ξ_n паров масла в паре R22:
1 — ХФ 12-16; 2 — ХА 30; 3 — ХМ 35

Для нормальной работы автоматизированной холодильной машины необходимо соблюдать следующие условия:

при установившемся режиме количество выбрасываемого компрессором масла за единицу времени должно за

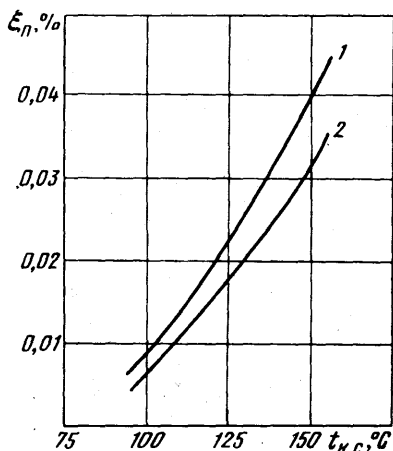


Рис. 6.33. Зависимость массовой доли паров масла ХА 30 ξ_n в циркулирующем R22:
1 — $p_k = 0.1$ МПа ($t_k = 35$ °C); 2 — $p_k = 0.3$ МПа ($t_k = 45$ °C)

тот же период возвратиться в картер компрессора или в агрегат;

состояние раствора, возвращаемого в картер, должно быть как можно ближе к состоянию его в картере компрессора, чтобы при смешении влияние доиспарения и вспенивания раствора сводилось к минимуму.

В холодильной машине, в которой обеспечивается возврат всего масла со всасывающей линии, независимо друг от друга должны выполняться соотношения:

$$G_{a1}\xi_{m1} = G_{a2}\xi_{m2};$$

$$\xi_{m2} = \xi_{m3} = \xi_{m4},$$

где G_{a1} — массовый расход раствора холодильного агента и масла, выталкиваемого компрессором, кг/ч; G_{a2} — количество не испарившегося в испарителе холодильного агента в растворе, кг/ч; ξ_{m1} — концентрация масла в растворе на выходе из конденсатора; ξ_{m2} — концентрация масла в жидком растворе на выходе из испарителя; ξ_{m3} — концентрация масла в картере; ξ_{m4} — концентрация масла на выходе из компрессора.

Для выравнивания концентрации растворов во всасывающем трубопроводе и в картере компрессора необходимо доиспарить чистого холодильного агента в количестве:

$$\Delta G = G_{a2} \left(1 - \frac{\xi_{m2}}{\xi_{m3}} \right).$$

Поскольку количество уносимого компрессором масла сравнительно мало зависит от режима работы машины (t_0 , t_n), доля уносимого масла по отношению к количеству циркулирующего холодильного агента увеличивается с понижением t_0 . По этой причине, а также с учетом ухудшения растворимости масла при низких температурах обеспечение бесперебойной циркуляции масла в низкотемпературных холодильных машинах усложняется.

Масло уносится из компрессора или маслоотделителя в виде пара, растворенного в парах холодильного агента, и механическим способом в виде мельчайших капель:

$$\xi_y = \xi_n + \xi_k,$$

где ξ_y — суммарная массовая доля уносимого масла в 1 кг холодильного агента, мг/кг; ξ_n — массовая доля масла, уносимого в виде растворенного пара, мг/кг; ξ_k — массовая доля уносимого капельного масла, мг/кг.

Минимально возможное количество уносимого из компрессора масла равно количеству растворяющихся паров масла в парах холодильного агента при идеальном отделении и отсутствии капельного масла $\xi_y = \xi_n$.

Количество растворенного масла g_n зависит от испаряемости и упругости паров масла. На рис. 6.32, 6.33 приведены зависимости массовой доли паров масел ξ_n в паре R22 при различных давлениях и температурах на выходе холодильного компрессора.

Уносимое масло не должно накапливаться в конденсаторе или ресивере. Этому условию в наибольшей степени удовлетворяют масла с неограниченной растворимостью в холодильном агенте при температурах конденсации. К таким маслам, используемым в сочетании с R22, принадлежит ХФ 22с-16, ХФ 22-24, ХМ 35, ПФГОС 4 (рис. 6.17, 6.18).

При использовании масел с ограниченной растворимостью в области температур конденсации возможно залегание масла в конденсаторе, особенно при узкой левой области на кривой расслоения. В кожухотрубных конденса-

торах и ресиверах при применении масел с ограниченной растворимостью при концентрации масла $\xi_m > \xi < \xi_n$ (рис. 6.17) обогащенный маслом слой всплывает, например, в растворе масла ХС 40 с R22 (рис. 6.18). В этих случаях вывод масла может производиться механическим путем за счет воронки, образующейся в зоне выходного жидкостного патрубка. Скорость истечения и высоту слоя раствора рассчитывают для условий непрерывного истечения. На практике такая система возврата масла из конденсатора действует в пульсирующем режиме с колеблющимся уровнем раствора.

Возврат масла из испарителей в компрессор. Возврат масла из испарителей происходит лучше всего у масел с неограниченной растворимостью при заданных температурах кипения холодильной машины. Условия для возврата улучшаются при использовании маловязких масел и масел с хорошим пенообразованием, поскольку они легче захватываются потоком всасываемого холодильного агента. Для возврата масла из испарителя в компрессор большое значение имеют характеристики раствора, насыщенного холодильным агентом в перегретом состоянии (см. $p-t-\xi$ -диаграммы).

На входе в испаритель масло растворяется в холодильном агенте, при этом вязкость раствора близка к вязкости чистого холодильного агента (см. рис. 6.34). К концу кипения остается насыщенное холодильным агентом масло. В кожухотрубном испарителе оно находится в самом верхнем слое, который захватывается потоком во всасывающую магистраль. Когда начинается выпаривание холодильного агента из масла, вязкость резко возрастает, но при дальнейшем движении по всасывающему тракту оно подогревается и вязкость постепенно падает. Подогрев должен быть таким, чтобы вязкость масла (раствора) оказалась достаточно низкой для возврата в компрессор. Участок трубопровода, на котором вязкость достигает максимального значения, определяет возможность или невозможность возврата масла [36].

Экспериментальные данные показывают, что температура, соответствующая максимальной вязкости во всасывающем тракте, при работе на R22 и R502 выше температуры испарения в

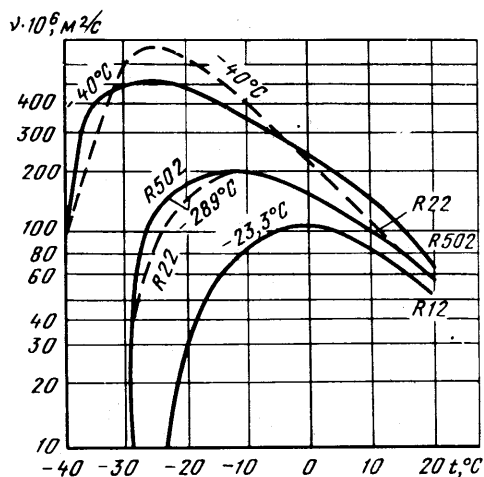


Рис. 6.34. Изменение вязкости раствора в испарителе или во всасывающем тракте при $p = \text{const}$ при работе на R12, R22, R502

среднем на 20 °С. Как видно из рис. 6.35, различия в вязкости растворов с R22 и R502 незначительны. Поэтому для холодильных машин, работающих на R502, сохраняются практически те же условия возврата масел, что и при работе на R22.

При подборе смазки для холодильных машин с кожухотрубным испарителем предпочтение отдают маслам с повышенной растворимостью перегретого пара, способствующего пенообразованию. В низкотемпературных машинах чаще применяют масла с неограниченной (повышенной) растворимостью в жидком холодильном агенте и повышенной растворимостью перегретого холодильного агента при t_0 , что дает возможность применения масел с t_3 значительно выше t_0 . К таким сочетаниям относятся: ХФ 12-16/R12, ПФГОС 4/R22, ХФ 22с-16/R22, ХК 57/R22, Shell SD/R22, 132-244/R13, Zerice S 46/R22, Fuchs KMN/R13 и др. Для обеспечения подвижности малорастворимого с холодильным агентом масла в испарителе с внутритрубным кипением и всасывающем трубопроводе масло должно иметь t_3 на уровне t_0 . К таким маслам для машин на R22 или 502 с t_0 до —65 °С относятся ХС 40, SHC-226, Zerice S 46, Zerice S68, для машин на R13 — масла 166-43, Fluidsil S 55-K.

Для обеспечения возврата масла из испарительных систем в компрессор всасывающие трубопроводы проектируют с учетом проектного исполнения, особенно для разветвленных и отдаленных систем испарения и машин с несколькими компрессорами на одной испарительной системе. Учитывают высоту подъема масла, длину трубопровода и количество параллельных компрессоров. Разработаны рекомендации для проектирования [15, 22, 36].

К трубопроводам фреоновых машин предъявляют дополнительные требования для обеспечения циркуляции масла. Диаметр вертикальных труб (в м), обеспечивающих однонаправленное движение газовой и жидкой фаз с минимальным градиентом давления, достаточно точно определяется из соотношения:

$$d_{\text{тр}} = 0,66 \left(V_a^2 \frac{\rho_a}{\rho_{\text{см}}} \right)^{0,2},$$

где V_a — объемный расход пара, м³/с; ρ_a и $\rho_{\text{см}}$ — плотности пара холодильного агента и раствора, кг/м³.

СМЕСИ МАСЕЛ

Для получения масла с направленным изменением свойств применяют компаундирование. Компаундные холодильные масла обычно состоят из высококачественного минерального масла с синтетической добавкой (обычно алкилбензол пониженной вязкости), которая придает маслу необходимую растворимость и подвижность в смеси с холодильным агентом при низких температурах кипения. При этом несколько снижается вязкость, смазывающие качества, однако улучшаются циркуляция масла и работа испарителей низкотемпературных машин. Наиболее распространенными компаундными маслами являются Zephon 150, Shell Oil 22-12, Shell SD Refrigeration Oil (табл. 6.1) с добавлением алкилбензола. Низкотемпературные свойства могут быть улучшены путем введения в минеральные масла синтетических кремнийорганических масел ПФГОС 4, ФМ 5, 6АП, 132-244.

Компаундирование масел проводят также для повышения вязкости базового масла. Рекомендуется ряд композиций с добавками высоковязких нехолодильных высококачественных масел [20, 21]: ХА 30/И 40, ХА 30/И 50, ХА 30/МС 14, ХА 30/МС 20, Т 22(Тп 22)/МС 20, Т 22(Тп 22)/МС 14, ХМ 35/МС 20, ХМ 35/И 50. В некоторых случаях повышение химической стабильности синтетических масел (например, ПФГОС 4) достигается путем компаундирования их с минеральными маслами, например с ХФ 12-16, ХМ 35 [20, 21].

Для повышения смазывающих свойств кроме вязкостных масел применяют противоизносные масла — присадки синтетического происхождения, например отечественное ХС 40, зарубежное Fuchs KMN, в количестве 10...20 % к основному маслу.

На практике возникает необходимость работы на смесях масел. Смешиваемые масла должны быть химически совместимы друг с другом и не нарушать работу компрессора и холодильной машины из-за появления осадков, отложений и агрессивных веществ. Обычно смешивание минеральных масел не приводит к отрицательным последствиям. Однако при недостаточной термической и химической стабильности одного из масел работа на смеси не ре-

комендуется. Так, масло ХФ 22-24, которое само по себе не рекомендуется применять при температурах нагнетания выше 100 °С из-за деструкции загущения (винипола), недопустимо смешивать с высококачественными минеральными и синтетическими маслами. Некоторые синтетические масла также образуют нестабильные смеси с минеральными и другими синтетическими маслами. Несовместимыми являются, например, масла ХФ 22с-16 и ХФ 22-24, ПФГОС 4 и ХС 40.

МОТОРЕСУРС ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАСЛА БЕЗ ЗАМЕНЫ

Важнейшей химмотологической и эксплуатационной характеристикой масла, влияющей на экономичность холодильной машины, является моторесурс использования масла без замены. Эта характеристика определяется по допустимому времени работы холодильной машины и компрессора, после которого масло заменяют.

В процессе эксплуатации масло стареет, качество его ухудшается вследствие старения и вследствие накопления продуктов износа, взаимодействия с другими материалами и их деструкции. Поэтому качество масла отражает интегральную характеристику пригодности холодильного компрессора и дальнейшей работы на данном масле.

Моторесурс использования масла без замены зависит от свойств и качества самого масла, характеристик холодильной машины и компрессора, условий работы. Определяют моторесурс по браковочным показателям масла, которые в комплексе характеризуют изменение его качества. На основании длительных экспериментальных исследований установлены следующие пять браковочных показателей для холодильных масел: вязкость, кислотное число, цвет, плотность и содержание механических примесей. Допустимые изменения браковочных показателей индивидуальны не только для каждого типа масла, но и для каждого типа холодильной машины и компрессора. Они различаются для аммиачных и фреоновых машин, для малых и больших компрессоров, для винтовых, поршневых и центробежных компрессоров, для сальниковых, бессальниковых и герметичных компрессоров.

Некоторые значения браковочных по-

казателей холодильных масел приведены ниже:

Вязкость, мм ² /с	±(10...15) %
Плотность, г/см ³	±(0,02...0,03)
Цвет марок ЦНТ или НРА, не более	4...5
Кислотное число, мг КОН, не более	0,1...0,2
Содержание механических примесей, %, не более	0,05...0,15
Содержание воды, %, не более	0,002...0,006

Моторесурс T масла устанавливают по времени достижения допустимого значения одного из браковочных показателей (рис. 6.35) по построенным химмотологическим зависимостям для данного типа компрессора, условий работы и типа масла. Пример комплекса химмотологических характеристик для определения моторесурса масла ХС 40 приведен на рис. 6.36. Для составления химмотологических характеристик требуются дополнительные дорогостоящие комплексные испытания и статистические данные. Однако при наличии «банка» экспериментально-аналитических сведений T определяют по краткосрочным испытаниям с пересчетом по специальной методике.

Ниже приведены некоторые сведения по моторесурсам холодильных масел для характерных случаев их применения в соответствии с табл. 6.12.

ХФ 12-16	5...15
ХФ 22-24	1...10
ХА 30	3...5
ХМ 35	5...15
ХС 40	10...25
ПФГОС 4	3...5
166-43	3...8
ХФ 22с-16	1...5

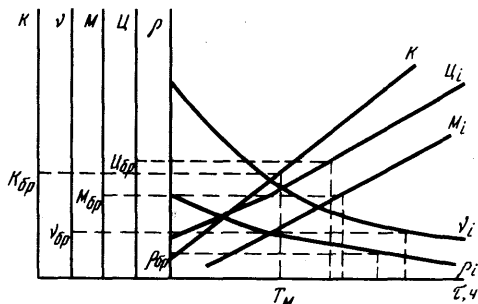


Рис. 6.35. Определение моторесурса масла без смены по браковочным показателям:

K — кислотное число; ν — кинематическая вязкость; M — содержание механических примесей; Ц — цвет; ρ — плотность

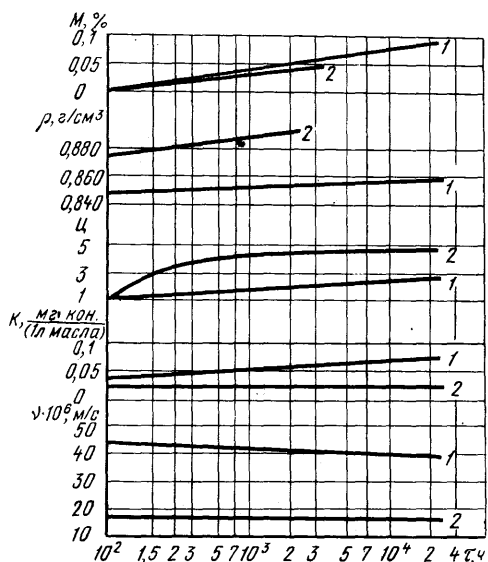


Рис. 6.36. Химмотологические характеристики масел ХС 40 и ХФ 12-16:

1 — ХС 40 в винтовых агрегатах на R22; 2 — ХФ 12-16 — в герметичных компрессорах

Значения T установлены для условий работы холодильной машины с необходимой степенью очистки и осушки. Несоблюдение условий эксплуатации по чистоте и осушке приводит к резкому сокращению T и различным неисправностям холодильной машины. Моторесурсы использования без смены служат основными исходными данными для расчета нормативов расхода масел в эксплуатации холодильных машин.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

А, В, С, D, Е — коэффициенты;
 ИВ — индекс вязкости;
 с — теплоемкость, кДж/(кг·К);
 С — содержание фракций в масле, %;
 G — массовый поток, кг/с;
 g — массовая доля;
 Н — кинематическая вязкость стандартного масла;
 i — удельная энтальпия, кДж/кг;
 К — кислотное число, мг КОН/1 г масла;
 К — кратность пены;
 К — критерий;
 L — кинематическая вязкость стандартного масла, м²/с;
 m — масса, кг;
 М — массовое содержание механических примесей, %;

N — мощность, кВт;
 n — число атомов в молекуле;
 n — коэффициент рефракции (показатель преломления);
 p — давление, Па; с нижним индексом m — упругость паров масла, мм рт. ст.;
 q — плотность теплового потока, кВт/м²;
 T — моторесурс масла, ч;
 T — температура, К;
 t — температура, °С;
 V — объем, м³;
 v — удельный объем, м³/кг;
 v — испаряемость, кг/с;
 α, β — температурные коэффициенты;
 α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 1/γ — температурная функция;
 ρ — плотность, кг/м³;
 μ — коэффициент динамической вязкости, кг/(м·с);
 μ — молекулярная масса;
 λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
 концентрация массовая, %;
 τ — время, с(ч);
 ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
 σ — поверхностное натяжение, Н/м;
 Ч — концентрация мольная, %;
 d — диаметр трубопровода, м;
 V — объемный расход, м³/с;
 a — коэффициент для расчета вязкости раствора;
 U_{пр} — пробивное напряжение, кВ;
 Ц — цвет марок ЦНТ или РА.

Индексы

О — кипение;
 А — ароматические углеводороды;
 а — холодильный агент;
 бр — браковочный;
 вн — отнесенный к внутренней поверхности;
 ж — жидкий холодильный агент;
 ид — идеальный;
 кр — критический;
 м — масло;
 н — отнесенный к наружной поверхности;
 п — пена, пар;
 пр — пробой;
 см — смесь;
 тр — трубопровод;
 э — электрический;
 х.х — холостой ход;
 Р — парафины;
 p — при постоянном давлении;
 N — нафты;
 F — отнесенный к поверхности;
 t — при какой-либо температуре, С (цифровой индекс обозначает конкретную температуру).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Викиев В. А., Потатусов В. К., Киселев Г. Ф. Влияние содержания аммиака на свойства масел, используемых для смазки и уплотнения турбокомпрессоров крупных агрегатов синтеза аммиака мощностью 1360 т/сут//Азотная промышленность: Сб. реферативной информации. — 1975. — № 2. — С. 11—17.
2. Вейнберг Б. С. О влиянии масла на потери во фреоновых компрессорах//Холодильная техника. — 1970. — № 3. — С. 8—12.
3. Геллер З. И., Татевосев Г. Д. Удельная теплоемкость холодильных масел//Холодильная техника и технология. — 1972. — № 2. — С. 15—17.
4. ГОСТ 14361—85. Масло ФМ 5,6АП для холодильных машин.
5. ГОСТ 5546—86. Масла для холодильных машин.
6. Кавахара Мицусу, Ойкава Акира. Герметичные холодильные установки — Рейто Куте гидзюцу (Япония). 1973. — № 279. — С. 9—25.
7. Малкин Л. Ш., Жукоборский С. Л., Казинец В. И. Растворимость воды в смазочном масле ХФ 12//Холодильная техника. — 1966. — № 3. — С. 30—32.
8. Малкин Л. Ш. Очистка и осушка рабочей среды фреоновых холодильных машин синтетическими адсорбентами. — М.: Химия, 1972. — 45 с.
9. Малкин Л. Ш., Нагуговский Г. Ф. Экспресс-метод определения микроконцентрации воды во фреоновых и маслофреоновых смесях//Холодильная техника. — 1968. — № 11. — С. 30—35.
10. Малкин Л. Ш., Фленко А. И., Мозоляко Л. М. — Индикаторный способ контроля влажности фреона-22 в холодильных машинах//Холодильная техника. — 1974. — № 6. — 46 с.
11. Маневич Л. О., Долгов А. Н. Осушка масла цеолитами. — М.: Энергия, 1972. — 62 с.
12. Мельцер Л. З. Смазка фреоновых холодильных машин. — М.: Пищевая промышленность, 1969. — 131 с.
13. Мельцер Л. З., Дремлюх Т. С. Экспериментальное исследование растворов Ф-22 со смазочными маслами//Холодильная техника. — 1965. — № 2. — С. 9—15.
14. Мельцер Л. З., Дремлюх Т. С. Свойства раствора масла ХА 30 и фреона-22//Холодильная техника. — 1975. — № 1. — С. 27—29.
15. Мельцер Л. З., Чейлях В. Т., Чек А. А. Исследования процесса переноса масла в паропроводах фреоновых холодильных машин//Холодильная техника. — 1980. — № 4. — С. 12—15.
16. Мельцер Л. З., Дремлюх Т. С., Затворницкий Ю. Т. Пенообразующая способность маслофреоновых растворов//Холодильная техника и технология. — Киев. — 1969. — № 13. — С. 49—55.
17. Мельцер Л. З., Дремлюх Т. С., Силина Л. Б. Исследование влияния факторов среды холодильного компрессора на стабильность смазки//Холодильная техника и технология. — 1975. — № 22. — С. 29—31.
18. Папок К. К., Рагозин Н. А. Словарь по топливам, маслам, смазкам, присадкам и специальным жидкостям. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Химия, 1975. — 392 с.
19. Сапронов В. И. Разработка и исследование новых масел для холодильных машин//Холодильная техника. — 1977. — № 1. — С. 26—31.
20. Сапронов В. И., Гладкая Н. В. Исследование свойств смесей смазочных масел для холодильных машин//Холодильная техника. — 1983. — № 12. — С. 22—26.
21. Сапронов В. И., Гладкая Н. В. Применение нехолодильных масел и смесей масел в холодильных машинах. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1983.
22. Сапронов В. И. Масла для холодильных машин. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1982. — 50 с.
23. Сапронов В. И., Мельцер Л. З., Дремлюх Т. С. Масла для холодильных машин, холодильные компрессоры. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. С. 216—250.
24. Сапронов В. И., Торопова Н. П., Гладкая Н. В. Метод ускоренных стендовых испытаний холодильных масел//Повышение эффективности холодильного и компрессорного оборудования в процессе исследования и проектирования. — М., 1986. С. 175—181.
25. Таблица значения индекса вязкости смазочных масел. Комитет стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР. — М., 1968.
26. Теплофизические свойства холодильных масел и их растворов с фреоном-22/Мельцер Л. З., Дремлюх Т. С., Чернышов С. К. и др./Теплофизические свойства веществ и материалов. М., 1971. — Вып. II. — С. 99—118.
27. Черминский Г. П., Ищук В. И., Никитин А. А., Тимошук А. Г. Кинематографический метод исследования взаимодействия элементов герметичного ротационного холодильного компрессора//Холодильная техника. — 1987. — № 7. — С. 27.
28. Циклис Д. С., Горюнова Н. П. Растворимость смазочного масла в жидком аммиаке//Труды ГИАПа. — 1971. — Вып. XII. — 85 с.
29. Чернукоков Н. И., Крейн С. Э., Лосиков Б. В. Химия минеральных масел. — М.: Химия, 1966. — 415 с.

30. Bauer G. T. Developing ASHRAE Standards for Refrigerating Oils. — ASHRAE Journal, 1969, No 5, pp. 52—53.
31. Elsey H. M., Flowers L. C., Kelley J. B. A Method of evaluating refrigerator oils. — Refrigerating engineering, 1952, No 7.
32. Erweiterung der Reihe von Lüfrigol-XX-Kältemaschinenölen. Luft- und Kältetechnik, 1987, No 2, S. 113—114.
33. Chochorowski E. Zum Problem der Ölrückführung in Kompressionskälteanlagen. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1969, No 10.
34. Cooper W. D. Oil return in low temperature refrigeration system. — Refrigeration and Air Conditioning, 1972, No 12, pp. 47—55.
35. Cooper W. D., Mannt A. G. The Effect of oil circulation on compressor capacity. — ASHRAE Journal, 1972, No 10, pp. 39—47.
36. Handbuch der Kältetechnik. — Berlin, 1956, B. 4., Springer, S. 137—232.
37. Heide R. Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit von Kältemitteln, Kälteölen und deren Gemischen. — Luft — und Kältetechnik, 1972, No 3, S. 51—72.
38. Heide R., Lippold H., Hackstein G. Die physikalischen Eigenschaften eines neuen Kältemaschinenöls und die seiner Gemische mit R22 und R 502. — Luft — und Kältetechnik, 1974, No 2, S. 44—48.
39. Henrici H., Mall K. Thermodynamische Eigenschaften von Gemischen aus Trifluormonobrommethan (R 13 B1) und Ölen. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1970, No 8, S. 259—263.
40. Hirschberg H. G. Determining the viscosity of mixtures of mineral oil and refrigerants. — Sulzer Technical Review, 1964, No 2, S. 141—167.
41. Hesse H. Untersuchungen über den Wärmeübergang bei Verdampfen von R114 und R 114—Öl—Gemischen an einem horizontalen Glattohr. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1971, No 2, S. 54—58.
42. Hughes D. W., McMullan J. T. Influence of oil on evaporator heat transfer (results for R12 and Shell claus 68). — International Journal of Refrigeration, 1984, No 3, pp. 150—158.
43. Huile synthétique de réfrigération «ZEPHRON» 150. — Revue Générale du Froid, 1977, No 3, v. 67, p. 128—146.
44. Hypko A. Welche Bedeutung haben die einzelnen Ölkennwerte für die Charakterisierung der Kältemaschinenöle. — Luft — und Kältetechnik, 1976, No 5, S. 255—260.
45. Hypko A. Chemische Reaktionen zwischen Kältemaschinenölen und R-Kältemitteln. — Luft — und Kältetechnik, 1977, No 4, S. 210—215.
46. International Standard ISO 3448. Industrial liquid lubricants — ISO viscosity classification, 1975(E).
47. Kriebel M., Löffler H. I., Matthijs H. Thermodynamische Eigenschaften binärer Gemische aus Tetrafluordichlorathan (R 114) und Kältemaschinenölen. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1966, No 7, S. 208—211.
48. Mall K. Untersuchungen angealterten Kältemaschinenölen und gasförmigen Reaktionsprodukten aus Motorcompressoren. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1971, No 2, S. 58—63.
49. Marvillet C. Evaporateurs à ébullition de paroi: effet de l'état de surface des tubes. — Revue Générale du Froid, 1986, v. 76, No 11, octobre, p. 577—582.
50. Exmelin C. Les huiles frigorigènes. Revue Générale du Froid, 1985, v. 75, No 7, juillet/août, p. 449—453.
51. Pielke R. Die Ölrückführung in Kältemittelsaugleitungen bei Kälteanlagen. Ki Klimakälteingenieur, 1973, No 7, S. 13—16.
52. Steinle H. Bestimmung der Kältemittelnbeständigkeit von Kältemaschinenölen (Philipp—Test). Entwurf DIN 51593.
53. Jaeger H. P. Thermodynamische Eigenschaften binärer Gemische aus Kältemaschinenölen und Monofluortrichlormethan (R 11). — Kältetechnik — Klimatisierung, 1969, No 10, S. 302—306.
54. Jaeger H. P. Empirische Methoden zur Vorausberechnung thermodynamischer Eigenschaften von Öl—Kältemittelgemischen. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1973, No 2, S. 35—52.
55. Jaeger H. P. Über den Verlauf der Löslichkeitsgrenzen von Öl — Kältemittelgemischen in kritischem Gebiet. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1973, No 3, S. 73—77.
56. Jaeger H. P. Zusammenhänge zwischen den verschiedenen Stoffwerten von Kältemaschinenölen. — Die Kälte, 1973, No 9, S. 330—335.
57. Jaeger H. P., Löffler H. J. Thermodynamische Eigenschaften binärer Öl—Kältemittelgemischen. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1970, No 8, S. 246—258.
58. Jaeger H. P., Löffler H. J. Über das Verhalten von Öl — R22Gemischen. — Kältetechnik — Klimatisierung, 1971, No 10, S. 305—309.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Электропривод предназначен для того, чтобы приводить в движение механизмы холодильных машин [6], например компрессоры [5], насосы, вентиляторы и т. д. Основные элементы электропривода — электродвигатели, распределительные и пусковые устройства, а также устройства автоматического управления, регулирования и защиты агрегатов. В холодильных машинах применяют различные электромагнитные механизмы, а также электроподогреватели.

По роду тока различают электрооборудование постоянного и переменного тока, по напряжению — низковольтное (до 1000 В) и высоковольтное (свыше 1000 В). Низковольтное оборудование переменного тока изготовляют для работы при частоте сети 50 и 60 Гц и напряжении 220, 380 и 660 В. В холодильных машинах общепромышленного назначения применяют, как правило, электрооборудование переменного тока.

По роду тока различают электродвигатели переменного тока (одно- и трехфазные), постоянного тока и универсальные (коллекторные). Двигатели трехфазного тока подразделяют на асинхронные (с короткозамкнутым и фазовым ротором) и синхронные. По роду монтажа различают электродвигатели горизонтальные и вертикальные на лапах, фланцевые и встроенные в агрегат согласно ГОСТ 2479—65 [2].

В зависимости от степени защиты от влияния окружающей среды электродвигатели изготовляют в различном исполнении корпуса по ГОСТ 14254—69 [3].

Размеры и масса электродвигателей зависят от мощности, рода тока, скорости вращения и формы исполнения.

Основные формулы для расчета приведены ниже:

мощность, потребляемая электродвигателем (в кВт)

трехфазный ток

$$N_{\text{п}} = \sqrt{3}IU \cos \varphi \cdot 10^{-3};$$

однофазный ток

$$N_{\text{п}} = IU \cos \varphi \cdot 10^{-3};$$

постоянный ток

$$N_{\text{п}} = IU \cdot 10^{-3};$$

мощность на валу электродвигателя (в кВт)

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{п}} \eta_{\text{дв}};$$

момент электродвигателя (в Н·м)

$$M_{\text{дв}} = 150(N_{\text{дв}}/n_{\text{а}});$$

синхронная скорость вращающего поля электродвигателя переменного тока при частоте (в Гц) (в с⁻¹)

$$n_{\text{с}} = f/p;$$

частота вращения ротора асинхронного электродвигателя (в с⁻¹)

$$n_{\text{а}} = n_{\text{с}}(1 - s);$$

ток электродвигателя при напряжении U :

трехфазный ток

$$I = \frac{N_{\text{дв}}}{\sqrt{3}U \cos \varphi \eta_{\text{дв}}} 10^3;$$

однофазный ток

$$I = \frac{N_{\text{дв}}}{U \cos \varphi \eta_{\text{дв}}} 10^3;$$

постоянный ток

$$I = \frac{N_{\text{дв}}}{U \eta_{\text{дв}}} 10^3.$$

Дополнительные обозначения, принятые в формулах: $\cos \varphi$ — коэффициент мощности; s — скольжение ротора относительно поля статора; p — число пар полюсов.

АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ТРЕХФАЗНОГО ТОКА С КОРОТКОЗАМКНУТЫМ РОТОРОМ

Такие электродвигатели просты, удобны в эксплуатации, экономичны и изготавливаются в различном исполнении мощностью от 5 до 12 500 кВт (от 4,2 до 50 с⁻¹ и от 250 до 3000 об/мин⁻¹ соответственно) на различные напряжения. Ранее выпускали электродвигатели единой серии А и АО, затем — серии А2 и АО2, в настоящее время — серии 4А, 4АМ и АИ мощностью 0,12—400 кВт (табл. 7.1). Электродвигатели новой серии имеют меньшие габаритные размеры и массу, характеризуются повы-

шенной надежностью и более удобны при монтаже и эксплуатации [4].

Обмотки электрических машин изготавливают с изоляцией классов нагревостойкости по ГОСТ 183—74: А (105 °С), Е (120 °С), В (130 °С), ±(150 °С), Н (175 °С). Допустимая температура перегрева обмоток, измеряемая методом сопротивления, должна быть ниже указанной на температуру окружающей среды.

В сериях 4А, 4АМ и АИ предусмотрены следующие исполнения [4].

1. Основное — трехфазные двигатели, рассчитанные на частоту сети 50 Гц и предназначенные для общего применения в приводах, к которым не предъявляют специальных требований в отношении пусковых характеристик и скольжения.

7.1. Шкала мощностей и частоты вращения двигателей серий 4А, 4АМ, АИ

Двигатель			Мощность (кВт) при синхронной частоте вращения, с ⁻¹ (об/мин)			
Серия 4А	Серия 4АМ	Серия АИ	50(3000)	25(1500)	16,7(1000)	12,5(750)
<i>Закрытое обдуваемое исполнение</i>						
4АА56А	4ААМ56А	АИР56А	0,18	0,12	—	—
4АА56В	4ААМ56В	АИР56В	0,25	0,18	—	—
4АА63А	4ААМ63А	АИР63А	0,37	0,25	0,18	—
4АА63В	4ААМ63В	АИР63В	0,55	0,37	0,25	—
4А71А	—	АИР71А	0,75	0,55	0,37	—
4А71В	—	АИР71В	1,1	0,75	0,55	0,25
4А80А	4АМ80А	АИР80А	1,5	1,1	0,75	0,37
4А80В	4АМ80В	АИР80В	2,2	1,5	1,1	0,55
4А90Л	4АМ90Л	АИР90Л	3,0	2,2	1,5	—
4А90ЛА	4АМ90ЛА	АИР90ЛА	—	—	—	0,75
4А90ЛБ	4АМ90ЛБ	АИР90ЛБ	—	—	—	1,1
4А100S	4АМ100S	АИР100S	4,0	3,0	—	—
4А100Л	4АМ100Л	АИР100Л	5,5	4,0	2,2	1,5
4А112М	4АМ112М	АИР112М	7,5	5,5	—	—
4А112МА	4АМ112МА	АИР112МА	—	—	3,0	2,2
4А112МВ	4АМ112МВ	АИР112МВ	—	—	4,0	3,0
4А132S	4АМ132S	АИР132S	—	7,5	5,5	4,0
4А132М	4АМ132М	АИР132М	11	11	7,5	5,5
4А160S	4АМ160S	—	15	15	11	7,5
4А160М	4АМ160М	—	18,5	18,5	15	11
4А180S	4АМ180S	—	22	22	—	—
4А180М	4АМ180М	—	30	30	18,5	15
4А200М	4АМ200М	—	37	37	22	18,5
4А200Л	4АМ200Л	—	45	45	30	22
4А225М	4АМ225М	—	55	55	37	30
4А250S	4АМ250S	—	75	75	45	37
4А250М	4АМ250М	—	90	90	55	45
4А280S	4АМ280S	—	110	110	75	55
4А280М	4АМ280М	—	132	132	90	75
4А315S	—	—	160	160	110	90
4А315М	—	—	200	200	132	110
4А355S	—	АИ355	250	250	160	132
4А355М	—	АМ355М	315	315	200	160

Двигатель			Мощность (кВт) при синхронной частоте вращения, с ⁻¹ (об/мин)			
Серия 4А	Серия 4АМ	Серия АИ	50(3000)	25(1500)	16,7(1000)	12,5(750)

Защищенное исполнение

АН160S	—	—	22	18,5	—	—
АН160М	—	—	30	22	—	—
АН180S	—	—	37	30	18,5	15
АН180М	—	—	45	37	22	18,5
4АН200М	4АНМ200М	—	55	45	30	22
4АН200L	4АНМ200L	—	75	55	37	30
4АН225М	—	—	90	75	45	37
4АН250S	—	—	110	90	55	45
4АН250М	—	—	132	110	75	55
4АН280S	4АНМ280S	—	160	132	90	75
4АН280М	4АНМ280М	—	200	160	110	90
4АН315S	4АНМ315S	—	—	200	132	110
4АН315М	4АНМ315М	—	250	250	160	132
4АН355S	4АНМ355S	—	315	315	200	160
4АН355М	4АНМ355М	—	400	400	250	200

2. Электрические модификации с повышенным пусковым моментом; с повышенным скольжением, десяти- и двенадцатиполусные; многоскоростные; на частоту сети 60 Гц, однофазные двигатели с пусковым сопротивлением, пусковым конденсатором, рабочим конденсатором, пусковым и рабочим конденсатором, с фазовым ротором.

3. Специализированные по конструкции (встраиваемые, с встроенным электромагнитным тормозом, маложумные, с встроенной температурной защитой, с повышенной точностью по установочным размерам).

4. Специализированные по условиям окружающей среды (влагоморозостойкие, химостойкие, тропические).

5. Специализированные по назначению (для сельского хозяйства, для судов речного и морского флота, для Крайнего Севера).

По степени защиты предусмотрены два исполнения:

закрытое обдуваемое (1Р44) — внутрь электродвигателя не могут попасть посторонние тела диаметром 1 мм или более, а через кожух вентилятора — диаметром 12,5 мм и более, вода, разбрызгиваемая из любого направления по отношению к двигателю, не может оказать на него вредного воздействия;

защищенное (1Р23) — внутрь электродвигателя не могут попасть посторонние тела диаметром 12,5 мм и более;

вода, падающая в виде дождя под углом к вертикали, равным или меньшим 60°, не оказывает на электродвигатель вредного воздействия.

Обозначение типа двигателя (например, 4АА90LB8) расшифровывается следующим образом: 4 — номер серии; А — вид двигателя (асинхронный); Н — защищенный 1Р23 (для закрытых двигателей обозначение не дается); А — алюминиевые станины и щиты (Х — алюминиевая станина и чугунные щиты; если станина и щиты чугунные, то никакого обозначения не дается); 90 — высота оси вращения (в мм); L, M, S — установочные размеры по длине корпуса; А, В — длина сердечника (дается в том случае, когда на одном установочном размере предусмотрены две мощности), 2, 4, 6, 8 — число полюсов.

7.2. Номинальные значения кратности пускового момента (отношение начального момента к номинальному)

Высота оси вращения, мм	Кратность пускового момента при синхронной частоте вращения, с ⁻¹ (об/мин)			
	50(3000)	25(1500)	16,7(1000)	12,5(750)
56...112	2,0	2,0	2,0	1,6
132	1,6	2,0	2,0	1,8
160	1,2	1,2	1,4	1,2
180...280	1,2	1,2	1,2	1,2
315, 355	0,9	0,9	1,0	1,0

Номинальные значения кратности пускового и максимального моментов приведены в табл. 7.2 и 7.3.

7.3. Номинальные значения кратности максимального момента

Высота оси вращения, мм	Синхронная скорость вращения, с ⁻¹ (об/мин)			
	50(3000)	25(1500)	16,7 (1000)	12,5 (750)
56...112	2,2	2,2	2,2	1,7
132	2,2	2,2	2,2	2,2
160...280	2,2	2,0	1,9	1,7
315, 355	1,9	1,9	1,9	1,9

Номинальные значения напряжения приведены ниже:

Мощность, кВт	Напряжение, В
0,12...0,37	230/380
0,55...110	220/380 и 380/660
132...400	380/660

Кратность пускового тока в двигателях серии 4А принята не более 7,5. Для четырех-, шести- и восьмиполусных двигателей кратность пускового тока составляет 4...6. Станину и щиты двигателей с высотой оси вращения 56...63 мм выполняют из алюминия, 71...100 мм — из алюминия и чугуна, 112...355 мм — из чугуна.

Коробка выводов для двигателей с высотой оси вращения 56...250 мм располагается сверху станины, с высотой оси вращения 280...355 мм — сбоку станины. Коробка выводов двигателей с высотой оси вращения 56...132 мм допускает поворот с фиксацией ее положения через 90°, с высотой оси вращения 160...250 мм — через 180°.

Коробка выводов имеет два исполнения: с доской зажимов и без нее. Коробка выводов может иметь один или два штуцера; для двигателей с высотой оси вращения 56 и 63 мм — только один штуцер. Для двигателей с высотой оси вращения 71 мм и более конструкция коробки выводов допускает закрепление газовой трубы или металлического рукава с подводными проводами, а также кабелей с медными или алюминиевыми жилами и с оболочкой из пластика.

Валы и подшипники рассчитаны на применение клиноременной и зубчатой передач. В электродвигателях используют подшипники качения.

Обмотку статора двигателей с высотой оси вращения 56...250 мм выполняют вспойной из круглого провода, с высотой оси вращения 280...355 мм — из прямоугольного привода с жесткими секциями.

В двигателях с высотой оси вращения 56 или 63 мм предусмотрено использование изоляции класса нагревостойкости Е, с высотой оси вращения 71...132 мм — класса В и с высотой оси вращения 160...355 мм — класса F. Короткозамкнутую клетку ротора выполняют литой из алюминия.

Закрытые двигатели исполнения 1Р44 имеют аксиальную систему вентиляции. Воздух подается вентилятором, насаженным на конец вала, и обдувает внешнюю оребренную поверхность станины.

Закрытые двигатели с высотой оси вращения 280...355 мм имеют дополнительную вентиляцию, осуществляемую через внутренние каналы ротора.

Защищенные двигатели исполнения 1Р23 имеют двустороннюю радиальную систему вентиляции, которая осуществляется при помощи лопаток, расположенных на короткозамкнутых кольцах ротора. Воздух поступает внутрь двигателя через щиты и выходит через отверстия в станине.

Зависимости момента на валу и тока статора от скорости для асинхронных короткозамкнутых электродвигателей даны на рис. 7.1.

Для привода холодильных герметичных и бессальниковых поршневых компрессоров с количеством цилиндров 4 и менее рекомендуется применять встроенные электродвигатели с повышенным

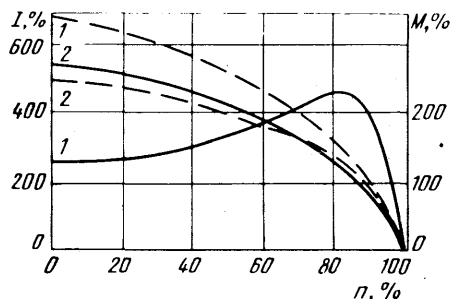


Рис. 7.1. Пусковые характеристики асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором (в % от номинальных значений):

1 — нормальное скольжение; 2 — повышенное скольжение (сплошной линией показан момент на валу, пунктиром — ток статора)

пусковым моментом [1]. Во всех остальных случаях электродвигатели серии 4А нормального исполнения обеспечивают автоматический пуск и остановку компрессоров при условии соблюдения регламентируемых параметров питающей сети.

Встроенные электродвигатели изготавливают со специальной изоляцией обмоток не ниже класса В, рассчитанной на работу в фреономасляной среде. Вследствие специфических условий охлаждения встроенные электродвигатели допускают 2—3-кратную перегрузку.

АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ С ФАЗОВЫМ РОТОРОМ

Асинхронные электродвигатели с фазовым ротором применяют для привода механизмов с высоким пусковым моментом или при ограничении пускового тока. Момент на валу и ток двигателя зависят от величины введенного в цепь ротора сопротивления и рассчитываются исходя из конкретных условий работы электропривода.

Отношение моментов максимального к номинальному для двигателей с фазовым ротором составляет 2...3.

Двигатели с фазовым ротором изготавливают с подъемом щеток после пуска и с постоянно налегающими щетками. Первые применяются с пусковым реостатом при ручном управлении двигателем, вторые — со станциями автоматического управления и регулирования частоты вращения. Регулирование частоты вращения в пределах от 100 до 40 % номинальной достигается путем изменения сопротивления в цепи ротора. Такой способ регулирования неэкономичен, так как в этом случае значительная часть мощности теряется в реостате. Наиболее экономичным способом регулирования скорости вращения электродвигателей с фазовым ротором является метод рекуперации избыточной энергии ротора обратно в сеть посредством инверторных преобразователей. Однако этот способ требует применения сложных и дорогих устройств и в холодильной технике в настоящее время не применяется.

Применение электродвигателей с фазовым ротором для привода холодильных компрессоров имеет место в редких

случаях и, как правило, определяется необходимостью снижения пусковых токов при питании электродвигателей от малоомощных сетей, например в сельской местности.

СИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

Для привода тихоходных поршневых компрессоров большой производительности, а также для привода крупных центробежных компрессоров, насосов и других нерегулируемых по скорости агрегатов мощностью 1000...12 500 кВт применяют синхронные двигатели.

Синхронные двигатели сложнее и дороже асинхронных и нуждаются в дополнительном устройстве для питания обмоток ротора постоянным током. Однако это обычно окупается эффектом от компенсации реактивной мощности сети.

Двигатели изготавливают на номинальные мощности 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3200, 4000, 5000, 6300, 8000, 10 000, 12 500 кВт при номинальном коэффициенте мощности 0,9 (при опережающем токе); на номинальные напряжения 3000, 6000 и 10 000 В; на номинальную частоту вращения 50 (3000), 25 (1500), 16,7 (1000), 12,5 (750), 10 (600), 8,3 (500), 6,2 (375), 5 (300), 4,2 (250), 3,1 (187), 2,8 (167), 2,5 (150), 2,1 (126) и 1,7 (100) с⁻¹ (об/мин).

Преимущество синхронных двигателей особенно сказывается при непосредственном соединении двигателя с приводным механизмом при малой скорости его вращения.

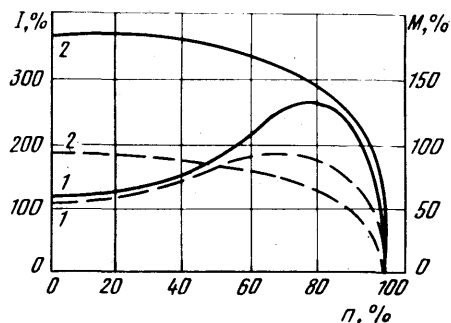


Рис. 7.2. Пусковые характеристики синхронных двигателей (в % от номинальных значений) при асинхронном пуске через реактор (сплошная линия) и через автотрансформатор (пунктир):

1 — момент на валу; 2 — ток статора

Пусковые характеристики синхронного двигателя при асинхронном пуске представлены на рис. 7.2.

В случае необходимости снижения пусковых токов, пускового момента (в целях обеспечения плавного пуска) и перенапряжений в обмотках применяется пуск синхронных двигателей на пониженном напряжении через реактор либо автотрансформатор. Обычно пуск двигателей для привода холодильных машин при достаточной мощности питающей сети производится от полного напряжения.

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА

При отсутствии источника переменного тока и в случаях, когда требуется широкое регулирование скорости или большой начальный пусковой момент, применяют электродвигатели постоянного тока. По схеме питания обмоток возбуждения они подразделяются на двигатели независимого возбуждения (шунтовые), последовательного (сериесные) и смешанного (компаундные) возбуждения, имеющие различные характеристики.

Электродвигатели независимого возбуждения применяют для электроприводов, не требующих большого пускового момента. Регулирование скорости этих двигателей достигается изменением поля обмоток статора путем введения в цепь возбуждения переменного сопротивления или способом изменения тока в этих обмотках, например понижением напряжения.

При ослаблении поля скорость электродвигателя может быть увеличена в 1,5...2 раза от номинальной.

При необходимости более широкого регулирования скорости электропривода применяют специальные схемы, в которых осуществляется плавное изменение подводимого напряжения к двигателю, а в случае необходимости нужно изменение напряжения производят раздельно на обмотках якоря и обмотках возбуждения.

Двигатели последовательного возбуждения (сериесные) применяются в приводах с большим начальным пусковым моментом. Регулирование скорости вращения в этом случае производится изменением сопротивления в главной

цепи двигателя. Эти двигатели применяют, например, на транспорте для привода подъемных механизмов (краны) и т. д.

Двигатели смешанного возбуждения (компаундные) обладают промежуточными характеристиками и применяются в различных электроприводах, например для привода компрессоров при питании от сети постоянного тока.

ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Основные требования. При выборе электропривода к холодильным агрегатам к нему предъявляют как общие требования (для промышленных механизмов), так и специальные. Электродвигатель должен развивать мощность, обеспечивающую максимальную потребляемую механизмом мощность в расчетном режиме. Частота вращения его должна соответствовать наиболее эффективным условиям работы передачи, а пусковой момент должен обеспечивать пуск агрегата при заданной нагрузке. Электродвигатель должен иметь надежную защиту от воздействия окружающей среды. Форма исполнения электродвигателя определяется общей компоновкой холодильного агрегата.

При выборе электродвигателя следует также учитывать требования, предъявляемые к электроприводу при автоматизации холодильных агрегатов.

Для поршневых компрессоров в связи с большим начальным моментом сопротивления в отличие от других механизмов (насосов, вентиляторов и др.) необходим повышенный пусковой момент при количестве цилиндров ≤ 4 [1] при пуске под полной нагрузкой.

При использовании разгрузочных устройств (например, для отжима электромагнитных клапанов) можно выбирать двигатели в обычном исполнении.

Кроме того, электродвигатель холодильного компрессора должен иметь некоторый запас мощности или обладать перегрузочной способностью, обеспечивающей первоначальный пуск и работу компрессора отопленной холодильной установки до достижения установившегося режима. Этот период в зависимости от схемы и тепловой емкости системы может длиться значительное время.

При автоматизации холодильных агрегатов электропривод должен обеспе-

чивать автоматический пуск и остановку, а в отдельных случаях и регулирование частоты вращения холодильного компрессора. Для этих условий электродвигатель следует рассчитывать на повторные автоматические пуски и остановки компрессора, в отдельных случаях с учетом значительного колебания напряжения питающей сети (торговое холодильное оборудование).

К электроприводу в зависимости от назначения холодильных установок предъявляют также и специальные требования: взрывобезопасность, бесшумность, виброустойчивость. В отдельных случаях электропривод должен обеспечивать работу холодильных агрегатов при колебании температуры окружающей среды в широких пределах, колебании напряжения в сети и т. д.

Тип электродвигателя выбирают в соответствии с условиями работы электропривода по данным каталога или при наличии специальных требований, по техническим условиям на их изготовление и поставку. Тип двигателя по роду тока и напряжению выбирают в зависимости от данных питающей сети в следующей последовательности: асинхронный с короткозамкнутым ротором; синхронный, асинхронный с фазовым ротором, двигатель постоянного тока. При отсутствии особых условий во всех случаях рекомендуется выбирать асинхронный электродвигатель трехфазного тока с короткозамкнутым ротором промышленной частоты 50 Гц. В случаях, когда мощность питающей сети ограничена и применение электродвигателей с короткозамкнутым ротором и синхронных затруднительно, выбирают двигатели с фазовым ротором.

Применение синхронных электродвигателей, несмотря на относительную сложность и большую стоимость, рекомендуется в случае, когда компенсация реактивной мощности является эффективной. Для тихоходных горизонтальных поршневых компрессоров использование синхронных двигателей особенно целесообразно, так как при малой частоте вращения асинхронные электродвигатели имеют низкие коэффициенты мощности и КПД.

Электродвигатели постоянного тока применяют для привода холодильных компрессоров на холодильных установках, специального назначения.

Мощность электродвигателя выбира-

ют по расчетным параметрам компрессора. Мощность электродвигателя определяется максимальной эффективной мощностью компрессора в наиболее тяжелом расчетном режиме (t_0 , t_k — max) с учетом потерь в передаче и запаса мощности на переходный (пусковой) период холодильной установки. Для агрегатов средней производительности запас мощности следует принимать от 10 до 15 %. Проверяют соответствие пускового и максимального моментов условиям разгона привода, а также условиям охлаждения двигателя. При этом следует учитывать максимально возможную температуру окружающей среды. В каталогах приведены значения мощности электродвигателя для нормальных условий работы — температура окружающей среды не более 40 °С. Если фактическая температура отличается от указанной в каталоге, мощность электродвигателя пересчитывают на новые условия охлаждения [7].

При выборе мощности электродвигателя следует иметь в виду, что при нагрузке, которая составляет 3/4 полной нагрузки, коэффициент мощности ($\cos \varphi$) уменьшается по сравнению с коэффициентом мощности при полной нагрузке незначительно, т. е. на 0,01...0,04, в то же время КПД повышается на 1,5...2 %.

Выбор частоты вращения электродвигателя зависит от условий передачи, частоты вращения вала компрессора, а также от конструкции агрегата.

Во избежание дополнительных потерь применения клиноременных передач следует избегать; при этом ротор электродвигателя насаживают на общий вал или соединяют с компрессором муфтой. В некоторых электродвигателях по условиям радиальной нагрузки на подшипники применение клиноременной передачи не допускается.

Частота вращения электродвигателя в основном определяет его массу и габариты. Поэтому следует применять электродвигатели с возможно большей частотой вращения. Выбирают электродвигатель по частоте вращения (синхронному числу оборотов) в такой последовательности: 50 (3000), 25 (1500), 16,7 (1000), 12,5 (750) и т. д.

Применение электродвигателей с высокой частотой вращения затрудняется условиями передачи.

Для клиноременной передачи передаточное число ограничивается минималь-

ным диаметром шкива электродвигателя, типом ремня и допустимой нагрузкой на подшипники электродвигателя.

Скорость приводного ремня (ГОСТ 1284—68 и ГОСТ 20898—75) не должна превышать 20 м/с. Поэтому диаметр шкива (в м) на компрессоре следует принимать равным

$$D_k \leq (20/n_k),$$

где n_k — частота вращения вала компрессора, c^{-1} .

Применение шкивов с диаметром, выходящим за габариты основания компрессора, не рекомендуется, так как усложняются транспортировка и монтаж агрегата. При выборе двигателя с высокой частотой вращения увеличивается передаточное число, а диаметр и масса маховика компрессора могут превысить допустимые. Для холодильных агрегатов рекомендуемое передаточное число 2...3.

Для привода центробежных компрессоров применяют быстроходные электродвигатели с частотой вращения 50 c^{-1} (3000 об/мин). Форму исполнения электродвигателя выбирают исходя из условий его работы. Для машинных залов холодильных установок промышленного назначения рекомендуется защищенная форма исполнения электродвигателей.

Расчет времени пуска. Время пуска является одним из существенных факторов, определяющих правильность выбора электродвигателя. В момент пуска (разгона) электродвигатель, потребляет из сети значительный ток: например, асинхронный с короткозамкнутым ротором — 4...7,5-кратный ток. Под действием пускового тока усиленно нагревается обмотка, а если пуск затягивается, двигатель может перегреться и выйти из строя.

Для приближенного расчета времени пуска (в с) применяют упрощенную формулу:

$$t = \frac{GD^2 n^2}{10,3 N_{дв} \left[0,5(a+b) - \frac{N_k}{N_{дв}} \right]},$$

где GD^2 — суммарный маховой момент всех вращающихся частей, отнесенный к валу электродвигателя $H \cdot m^2$; $N_{дв}$ — номинальная мощность электродвигателя, кВт; a — кратность начального (пускового) момента ($M_{нач}/M_{ном}$) электродвигателя; b — кратность максимального момента ($M_{макс}/M_{ном}$); N_k — потребляемая мощность компрессора, кВт.

В некоторых случаях, когда известны кривые пусковых моментов электродвигателя, расчет может быть произведен более точно путем графического интегрирования.

Решающее влияние на время пуска оказывает кратность пусковых моментов. В связи с этим для привода компрессоров, пуск которых производится при полной нагрузке, рекомендуется применять электродвигатели с повышенным пусковым моментом. Для агрегатов малой и средней мощности допустимое время разгона привода при относительно редких пусках не должно превышать 3...5 с. С другой стороны, минимальное время пуска следует определять исходя из допустимых расчетных динамических нагрузок, возникающих в механизме движения при пуске. Для крупных машин с большим маховым моментом время пуска достигает 20...30 с и более.

Допустимое снижение напряжения.

Существенным фактором при выборе электропривода для сетей ограниченной мощности является допустимое снижение (посадка) напряжения, при котором еще возможен пуск агрегата.

Вращающий момент асинхронного двигателя пропорционален квадрату напряжения. Незначительное падение напряжения на клеммах двигателя в момент пуска приводит к резкому снижению пускового момента. При маломощных сетях возможны случаи, когда холодильный агрегат даже при полной разгрузке не может быть пущен в ход. В связи с этим при выборе двигателя рассчитывают допустимое снижение напряжения (в %), при котором может быть пущен агрегат,

$$U = \sqrt{\frac{(N_k/N_{дв}) + 1}{0,8a}} 100.$$

Рассчитанное допустимое напряжение, при котором двигатель обеспечивает пуск компрессора, должно быть не ниже 80...85 % номинального.

В тех случаях, когда питающая сеть недостаточно мощная и снижение напряжения при пуске может оказаться больше расчетного, применяют разгрузку компрессоров. Если и это мероприятие окажется недостаточным, заменяют электродвигатель с короткозамкнутым ротором на двигатель с фазовым ротором либо применяют схемы с ограничением пускового тока.

При разработке схем управления электроприводом в случаях, когда холодильная установка питается от мало-мощного генератора, расчетом проверяют работоспособность пусковой аппаратуры при снижении напряжения в момент пуска; если оно оказывается недопустимым для установленных приборов, в схеме питания цепей управления предусматривают устройство для стабилизации напряжения.

Регулирование частоты вращения электропривода применяют в установках с переменной нагрузкой для изменения производительности холодильных компрессоров.

В холодильной технике применяют ступенчатое и плавное регулирование частоты вращения электропривода.

Ступенчатое регулирование частоты вращения достигается применением многоскоростных асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором и переключением пар полюсов обмоток статора. Этот способ наиболее экономичен, однако такие электродвигатели имеют более низкие КПД и коэффициент мощности; изменение частоты вращения возможно только ступенями.

Плавное регулирование скорости достигается изменением сопротивления в

цепи ротора электродвигателей с фазовым ротором (см. выше).

Перспективным является плавное регулирование частоты вращения асинхронных короткозамкнутых двигателей с применением тиристорных преобразователей (ТПЧ).

Тиристорные преобразователи питаются от силовой сети переменного тока 50 Гц и по заданному сигналу датчика преобразуют частоту сети в диапазоне от 5 до 55 Гц, обеспечивая тем самым пропорциональное изменение частоты вращения двигателя в диапазоне от 10 до 110 % номинальной.

Основным преимуществом таких преобразователей является плавное регулирование частоты вращения серийных электродвигателей трехфазного переменного тока (асинхронных и синхронных) при сравнительно высоком значении КПД.

Плавное регулирование частоты вращения двигателей постоянного тока достигается изменением тока в цепи обмоток возбуждения и якоря путем регулирования напряжения, подаваемого на обмотки.

Электродвигатели для привода серийных отечественных компрессоров приведены в табл. 7.4...7.7.

7.4. Характеристики двигателей бессальниковых и герметичных компрессоров

Компрессор	Двигатель	Мощность, кВт	Частота вращения		КПД, %	cos φ	Диаметр статора	Длина статора	
			с ⁻¹	об/мин				общая	железа
ПГ2	АИРВ112А2БФ	2,2	48,1	2890	87	0,81			
ПГ5	АИРВ112А2БФ	3,0	48,08	2885	86	0,77		187	80
ПГ7	АИРВ112А2БФ	4,0	47,7	2865	85,0	0,78			
ПГ10	АИРВ112В2БФ	5,5	47,08	2870	87,0	0,86	191	232	125
ПБ3	АИРВ112А4БФ	4,5	24,1	1450	82,0	0,61		187	80
ПБ4,5	АИРВ112А4БФ	3,0	23,58	1415	83,0	0,72		197	90
ПБ10	АИРВ112В4БФ	4,0	23,66	1420	84,0	0,77		232	125
ПБ7	АИРВ112В6БФ	4,0	15,8	950	81,5	0,78		232	125
ПБ20	АИРВ132В4БФ	7,5	23,75	1425	86,5	0,81	225	263	140
ПБ14	АИРВ132А6БФ	5,5	15,6	940	81,0	0,78		238	115
ПБ28	4АВР180А6БФ	11	16,4	985	88,0	0,76	313	304	149
ПБ35	4АВР180А4БФ	15	24,6	1480	90,5	0,82		314	149
ПБ80	4АВР180В4БФ	30	24,25	1455	89,5	0,85		354	189
ПБ40	4АВР180А4БФ	22	24,58	1475	89,5	0,85		314	149
ПБ80	4АВР180В4БФ	45	24,08	1445	87,0	0,82		354	189
21ВБ50-2	АИВ180АМ2БФ	15	49,5	2970	90,5	0,87	295	271	99
21ВБ50-2	АИВ180А2БФ	22	48,6	2916	90,5	0,89	295	296	124
21ВБ100-2	АИВ180М2БФ	30	49,1	2946	91,5	0,88		336	164
21ВБ100-2	АИВ180В2БФ	45	48,66	2920	91,0	0,89		371	199
21ВБ140	АИВ225-2БФ	55	49,1	2946	93	0,92	368	444	199
21ВБ220	АИВ250-2БФ	75	48,9	2934	93	0,91	420	464	209
21ВБ280	АИВ250А2БФ	90	49,2	2952	94	0,92	420	489	234
21ВБ410	АИВ250В2БФ	110	48,9	2934	93	0,92		569	314

7.5. Характеристики электродвигателей для поршневых агрегатов, работающих на R717

Агрегат	Компрессор	Электродвигатель агрегата	Мощность, кВт	Частота вращения, с^{-1} (об/мин)
A40-7-2(3)	П40	4AP160M4Y3	18,5	25(1500)
A80-7-2(3)	П80	4AP200M4Y3	37	25(1500)
2A110-7-0	2П110-7-0	4A250 S4Y3Y3	75	25(1500)
2A110-7-1	2П110-7-1	4A250 S4Y3Y3	75	25(1500)
2A110-7-2	2П110-7-2	4A225M4Y3	55	25(1500)
2A110-7-3	2П110-7-3	4A225H4Y3	55	25

7.6. Характеристика электродвигателей для винтовых компрессорных агрегатов общепромышленного исполнения с частотой вращения 50 с^{-1} (3000 об/мин)

Агрегат	Компрессор	Электродвигатель	Мощность, кВт
21A130-7-1	21BX130-7-1	4AMH200 S2Y3	75
21A130-7-3	21BX130-7-3	4AMH200M2Y3	55
21A270-7-1	21BX280-7-1	4AMH280 S2Y3	160
21A270-7-3	21BX280-7-3	4AMH250M2Y3	132
2A350-7-1	BX350-2-1	4AMH280M2Y3	200
2A350-7-0	BX350-7-0	»	»
2A350-7-2	BX350-7-2	4AMH280 S2Y3	160
2A350-7-3	BX350-7-2	»	»
21AD300-7-5	BX260-7-6	»	»
2AH130-7-6	BX30-2-6	4AMH200M2Y3	55
2AH130-7-7	BX30-2-7	»	»
21A800-7-1	21BX800-7-1	4AMH355M2Y3	400
21A800-7-3	21BX800-7-3	4AMH355 S2Y3	315
21AH600-7-7	BX1400-7-1	4AMH315M2Y3	250
A1400-7-3	BX1400-7-3	A3M-630/6000-УХЛ4	630
21A1600-7-1	21BX1600-7-1	A3M800/6000-УХЛ4	800
1A1400-7-3	BX1400-7-3	»	»

7.7. Характеристики электродвигателей для холодильных машин и агрегатов на базе центробежных компрессоров с частотой вращения 50 с^{-1} (3000 об/мин)

Тип	Электродвигатель	Тип	Электродвигатель
10TXMB-2000-2	СТД-630-23УХЛ4 4АЗМ-630/6000УХЛ4	10TXMB-4000-2	СТД-1250-23УХЛ4
10TXMB-2000-2Т	СТД-1250-23УХЛ4 4АЗМ-1250/6000УХЛ4	10TXMB-4000-2Т	СТД-2000-23УХЛ4
20TXMB-2000-2	СТД-800-23УХЛ4 4АЗМ-800/6000УХЛ4	20TXMB-4000-2	СТД-1600-23УХЛ4
20TXMB-2000-2Т	СТД-1250-23УХЛ4 4АЗМ-1250/6000УХЛ4	20TXMB-4000-2Т	СТД-2000-23УХЛ4
30TXMB-2000-2	СТД-800-23УХЛ4 4АЗМ-800/6000УХЛ4	30TXMB-4000-2	СТД-1250-23УХЛ4 СТД-1600-23УХЛ4
10TXMB-8000-2	СТД-2500-23УХЛ4	1АЦ4.1-7-1	СТД-6300
10TXMB-8000-2Т	СТД-3150-23УХЛ4	АЦ4.1-02-3	СТДП-3150
20TXMB-8000-2	СТД-2500-23УХЛ4		СТДП-4000
1АТКП-235-4000	СТДП-2000-2УХЛ4	1АЦ4.1-02-3	СТДП-4000
1АТКП-335-2000	4АЗМП-2000/6000УХЛ4		СТДП-5000
1АТКП-435-1600	СТДП-1600-2УХЛ4 4АЗМП-1600/6000УХЛ4	АЦ4.1-02-1	СТДП-4000 СТДП-5000
АТП-5/3	СТДП-6300-2УХЛ4	10TXMB-2000-2	СТД-800-23УХЛ4
АТП5-16/1	СТДП-8000-2УХЛ4		4АЗМ-800/6000УХЛ4
1АЦ4.1-7-3	СТДП-5000 СТДП-6300	1АТКП-235-4000	СТДП-2500-2УХЛ4
АЦ4.1-7-1	СТДП-6300	1АТКП-335-2000	4АЗМП-2500/6000УХЛ4
		1АТКП-435-2000	СТДП-2000-2УХЛ4 4АЗМП-2000/6000УХЛ4

УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯМИ

Управление электродвигателями (пуск, остановка, изменение скорости) осуществляется посредством пусковой аппаратуры. Управление может быть ручным (непосредственным или дистанционным), автоматическим, комбинированным.

При ручном непосредственном управлении электродвигатель включается оператором путем непосредственного воздействия на аппарат, подающий питание к двигателю (автомат, пакетный выключатель и т. д.).

При ручном дистанционном управлении включение производится путем воздействия оператора на промежуточный орган (кнопку, ключ управления, реле). Промежуточный орган, в свою очередь, приводит в действие пусковой орган в цепи питания электродвигателя (магнитный пускатель, контактор, тиристор и т. д.).

Автоматическое управление достигается воздействием на пусковые органы специальными приборами, контролирующими поддержание заданных параметров (давления, температуры и др.). Автоматическое управление может осуществляться также по заданной программе посредством специальных программных регуляторов (пуск агрегатов в определенной последовательности, пуск в зависимости от достижения заданных параметров, программное изменение заданных параметров в зависимости от требований оптимального проведения технологического процесса и т. д.).

Комбинированное управление предусматривает возможность перехода по желанию оператора с одного вида управления на другой, например с ручного на автоматический и наоборот.

В холодильной технике рекомендуется применение, как правило, комбинированного управления, позволяющего осуществить:

ручное опробование агрегата (компрессора) с отключением на период опробования ряда второстепенных защитных приборов;

полуавтоматическое управление: включение агрегата вручную оператором, отключение автоматическое под действием защиты, а также после достижения установкой заданных параметров;

автоматическое и программное управление.

Управление электродвигателями с короткозамкнутым ротором осуществляется посредством автоматов, магнитных пускателей, контакторов, тиристоров и других аппаратов.

Наиболее распространена схема управления двигателем посредством магнитного пускателя (рис. 7.3). Пуск и остановка осуществляются кнопками *SBT*, *SBC*. Схема имеет тепловую защиту от перегрузки двигателя (реле *KK*) и максимальную от короткого замыкания, осуществляемую автоматом *OF*.

В некоторых случаях, когда питающая сеть имеет ограниченную мощность и прямой пуск короткозамкнутого двигателя, по условиям снижения напряжения при пуске в сети недопустим, применяют схемы пуска на пониженном напряжении (переключение при пуске со звезды на треугольник, автотрансформаторный пуск и т. д.).

Управление двигателями с фазовым ротором связано с применением дополнительной аппаратуры для изменения сопротивления в цепи ротора. При ручном управлении это достигается пусковым реостатом в цепи ротора.

При дистанционном и автоматическом управлении применяют электродвигатели с постоянно налегающими щетками. Сопротивление в роторе при этом шунтируется контакторами ускорения *KV1* и *KV2* (рис. 7.4). Они включаются в зависимости от заданного интервала времени.

Сдвиг во времени обеспечивается либо применением специальных реле

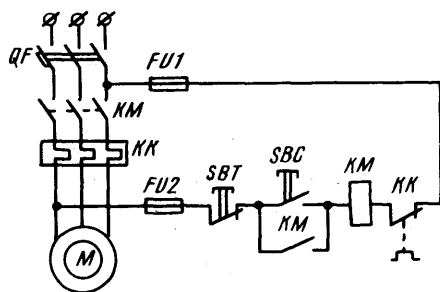


Рис. 7.3. Схема управления асинхронным короткозамкнутым двигателем:

M — асинхронный электродвигатель; *QF* — автомат; *KM* — линейный пускатель; *KK* — тепловое реле; *SBT*, *SBC* — кнопки управления; *FU1*, *FU2* — предохранители

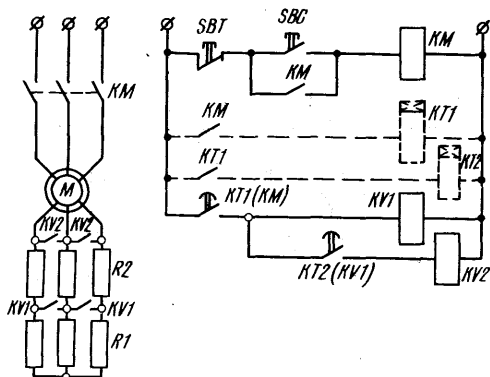


Рис. 7.4. Схема управления двигателем с фазным ротором:

М — двигатель с фазным ротором; *КМ* — линейный контактор; *SBT*, *SBC* — кнопки управления; *КТ1*, *КТ2* — реле времени; *КВ1*, *КВ2* — контактор ускорения; *R1*, *R2* — сопротивления в цепи ротора

КТ1 и *КТ2*, либо применением блок-контактов *КМ* и *КТ1*, снабженных механизмом задержки срабатывания.

Перспективно бесконтактное управление электродвигателями посредством тиристорных пускателей, которые обеспечивают высокую надежность управления (отсутствие контактов в силовой цепи) и соответственно повышенный ресурс. Эти пускатели широко применяют для пуска и управления холодильными машинами с герметичными и бессальниковыми компрессорами (рис. 7.5).

При положительной полярности напряжения на диоде *VD1* и замкнутых контактах реле *К* ток управления тиристора *VS2* проходит через диод *VD1*, сопротивление *R2*, контакт реле, управляющий электрод тиристора *VS2*, катод тиристора и замыкается на минус. Тиристор *VS2* открывается и остается открытым в течение данного полупериода питающего напряжения. Ток через управляющий электрод тиристора *VS1* в этот полупериод не проходит, так как его катод и управляющий электрод находятся под одним потенциалом. При прохождении тока через 0 тиристор *VS2* запирается. В следующий полупериод открывается тиристор *VS1*. Цепь его замыкается следующим образом: плюс диод *VD2*, контакт реле *К*, сопротивление *R2*, управляющий электрод тиристора *VS1*, катод тиристора, минус источника питания. Тиристор *VS1* открыт до момента перехода значения тока через 0. Цепочка *C1*, *R1* служит

для снятия коммутационных перенапряжений, вызванных индуктивным характером нагрузки.

При разомкнутых контактах реле *К* цепи управляющих электродов тиристоров не замкнуты, тиристоры заперты — силовая цепь разомкнута.

Управление синхронными двигателями осуществляется посредством специальных станций управления. Как правило, для пуска компрессоров применяются схемы прямого пуска путем подключения электродвигателя на полное напряжение сети.

В зависимости от мощности и напряжения питающей сети применяется различная пусковая аппаратура (автоматы, масляные и воздушные выключатели и т. д.). Также применяются различные схемы питания обмотки возбуждения (питание от машинных возбуждателей, от тиристорных преобразователей и т. д.).

Схема питания обмотки возбуждения от тиристорного преобразователя приведена на рис. 7.6. На схеме показаны основные элементы преобразователя.

Пуск двигателя осуществляется в асинхронном режиме при подключенной обмотке возбуждения *LM* на сопротивление *R2*. После разгона двигателя в обмотку возбуждения подается постоянный ток от тиристорного преобразователя (выпрямителя). После подачи тока

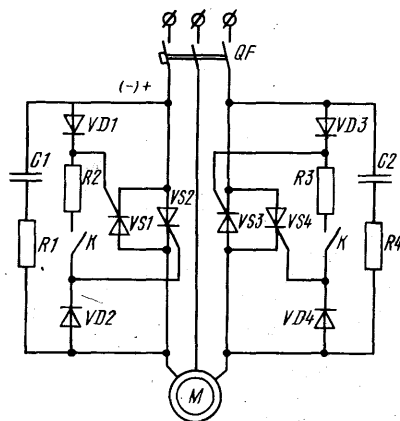


Рис. 7.5. Схема управления короткозамкнутым двигателем посредством тиристорного пускателя:

М — асинхронный электродвигатель; *QF* — автоматический выключатель; *VD1*, *VD2*, *VD3*, *VD4* — диоды; *VS1*, *VS2*, *VS3*, *VS4* — тиристоры; *R1*, *R2*, *R3*, *R4* — резисторы; *C1*, *C2* — конденсаторы; *К* — контакт пускового устройства

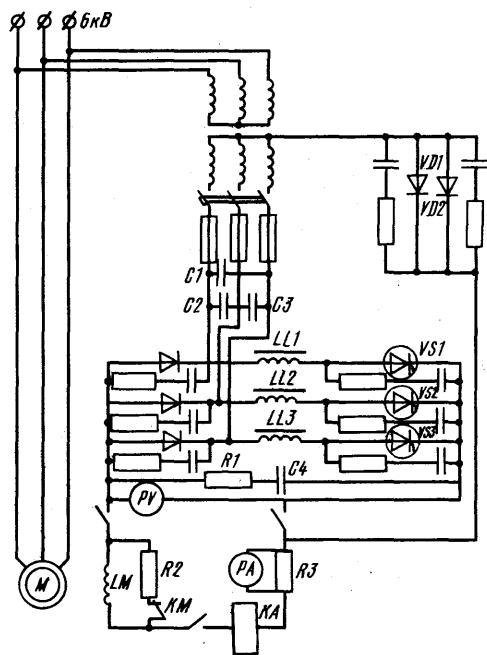


Рис. 7.6. Схема управления синхронным двигателем:

M — синхронный двигатель; LM — обмотка возбуждения; $R1$, $R3$ — резисторы; $R2$ — резистор гашения поля; KM — контактор подачи возбуждения; KA — реле токовое; $C1$, $C2$, $C3$, $C4$ — конденсаторы; $VD1$, $VD2$ — диоды; $VS1$, $VS2$ $VS3$ — тиристоры; $LL1$, $LL2$, $LL3$ — дроссели; FA — амперметр; PV — вольтметр

в обмотку LM двигатель входит в синхронизм.

Управление двигателями постоянного тока осуществляется вручную пусковыми реостатами или дистанционно (автоматически) посредством магнитных станций. В холодильной технике применяют, как правило, магнитные станции с одной, двумя ступенями ускорения. Схема управления двигателем постоянного тока с одной ступенью ускорения приведена на рис. 7.7.

Пуск осуществляется нажатием кнопки *SBC*, при этом включается линейный контактор *KM* и напряжение подается на двигатель через пусковое сопротивление *R1*. По мере разгона напряжение на якоре возрастает, пусковой ток уменьшается и реле ускорения *KV1* включает контактор ускорения *KV2*, который шунтирует пусковое сопротивление.

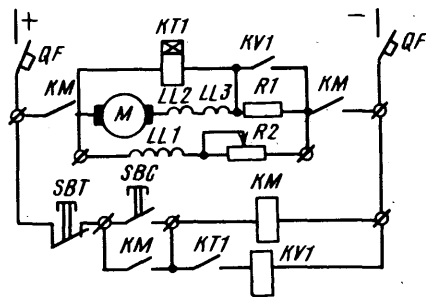


Рис. 7.7. Схема управления двигателем постоянного тока:

M — двигатель постоянного тока; *QF* — автомат; *KM* — линейный выключатель; *KV1* — контактор ускорения; *KT1* — реле ускорения; *LL1* — шунтовая обмотка; *LL2* — обмотка дополнительных полюсов; *LL3* — серийная обмотка; *R1* — резистор пусковой; *R2* — реостат возбуждения; *SBT*, *SBC* — кнопки управления

Для пуска двигателей постоянного тока применяют также более сложные схемы с тиристорным управлением.

ЗАЩИТА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Защита от нарушений нормального режима работы двигателя выполняется согласно Правилам устройства электроустановок.

Для двигателей малой и средней мощности общепромышленного исполнения защита от перегрузки производится тепловыми или токовыми реле с зависимой характеристикой, встроенными в магнитные пускатели, автоматы или устанавливаемыми отдельно.

Для электродвигателей, встраиваемых в герметичные и бессальниковые компрессоры, вследствие специфических условий охлаждения защита от перегрузок осуществляется позисторами, встраиваемыми в обмотку двигателя и контролирующими ее температуру, или специальными реле.

Защита минимального напряжения для этих случаев осуществляется пусковой аппаратурой, отключающей двигателя при понижении напряжения ниже допустимого предела.

Выбор указанных видов защиты определяется в основном подбором соответствующей пусковой аппаратуры и шкафов управления.

Крупные электродвигатели имеют дополнительную более чувствительную защиту (например, дифференциально-то-

ковую от замыкания на землю), обычно встраиваемую в блоки и станции управления двигателями. Для синхронных двигателей дополнительно предусматривают защиту от обрыва поля (потери возбуждения) и от выпадения из синхронизации (от рассинхронизации). Для двигателей крупной мощности, применяемых в приводах центробежных компрессоров, предусматривают ряд устройств дополнительной защиты, обеспечивающих более полный контроль режима работы двигателя (защита от перегрева обмоток, железа статора, подшипников от потери смазки и т. д.).

Правильный выбор защиты электродвигателя и соблюдение условий контроля ее исправности обеспечивают высокую надежность эксплуатации всего агрегата в целом.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a — кратность начального пускового момента двигателя;
- b — кратность максимального момента двигателя;
- D — диаметр, м;
- GD^2 — суммарный маховой момент, приведенный к валу двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$;
- f — частота сети, Гц;
- M — момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$;
- n — частота вращения, с^{-1} ;
- I — ток, А;
- p — число пар полюсов;
- s — скольжение ротора;

- t — время, с;
- U — напряжение, В;
- η — КПД;
- $\cos \varphi$ — коэффициент мощности.

Индексы

- a — асинхронная скорость ротора;
- дв — электродвигатель;
- к — компрессор;
- п — потребляемая мощность;
- с — синхронная скорость поля статора

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нуждин А. С., Хорьков В. С. Исследование пусковых моментов поршневых холодильных компрессоров со встроенными электродвигателями // Химическое и нефтяное машиностроение. — 1975. — № 9. — С. 36—38.
2. Правила устройства электроустановок (ПУЭ). — М.: Энергия, 1965. — 464 с.
3. Правила технической эксплуатации электроустановок потребителей. — 3-е изд. — М.: Атомиздат, 1972. — 352 с.
4. Справочник энергетика промышленных предприятий. Т. I—IV. — М.; Л.: Госэнергоиздат, 1963. — 300 с.
5. Холодильные компрессоры: Справочник/Под ред. А. В. Быкова. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. — 280 с.
6. Холодильные машины: Справочник/Под ред. А. В. Быкова. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 224 с.
7. Электротехнический справочник. Т. I—III. — 7-е изд., испр. — М.: Энергия, 1988. — 880 с.

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ**Основные определения,
свойства изделий**

Теория надежности рассматривает следующие основные понятия: объекты, состояния, события, свойства, количественные показатели.

Объекты. К объектам относят сами холодильные машины, агрегаты и отдельные крупные сборочные единицы: компрессоры, теплообменные аппараты.

По критерию возможности и экономической целесообразности проведения восстановления работоспособности (устранения отказов) на месте эксплуатации холодильные машины делятся на две группы: восстанавливаемые и невосстанавливаемые.

Это деление в определенной мере условно, так как, например, герметичные компрессоры, относимые к группе невосстанавливаемого оборудования, ремонтируются централизованно на специализированных комбинатах. Однако после ремонта, проводимого обычно обезличенным методом, потребителю возвращается практически новое изделие, не имеющее никакой преемственности в части надежности с тем изделием, которое направлялось в ремонт. Поэтому это оборудование относят к классу неремонтируемого, работающего до первого отказа, требующего вскрытия кожуха компрессора.

Восстанавливаемое холодильное оборудование по виду системы технического обслуживания и ремонтов делится на планово ремонтируемое и непланово ремонтируемое.

К планово ремонтируемому относится холодильное оборудование, для которого необходимо и технически возможно проведение планово-предупредительных ремонтных работ. Это холодильное оборудование объединяет машины, агрегаты и отдельные крупные сборочные единицы, подвергающиеся закономерным

процессам старения, в первую очередь изнашиванию и коррозии, протекание которых достаточно хорошо изучено и последствия которых можно устранить или предотвратить путем проведения планового восстановительного воздействия (ремонт, техническое обслуживание).

К непланово ремонтируемому относится оборудование, для которого отсутствует техническая возможность или необходимость проведения планово-предупредительных ремонтных работ. Это оборудование ремонтируется (восстанавливается) только при наступлении отказов. Примерами такого оборудования являются ресиверы, маслоотделители, отдельные теплообменные аппараты (кроме кожухотрубных).

Холодильное оборудование по признаку основного вида процесса разрушения делится на три группы: изнашиваемое, корродирующее и комбинированно стареющее (подвергающееся одновременно изнашиванию и коррозии).

К первой группе относятся компрессоры, в которых процессы изнашивания полностью определяют их долговечность и большую часть безотказности, а также компрессорные агрегаты, технический ресурс которых устанавливают по компрессору как основному элементу холодильной машины.

Ко второй группе относят холодильные машины — абсорбционные и пароэжекторные, а также теплообменную и емкостную аппаратуру, в которых основными являются коррозионно стареющие узлы.

К третьей группе относятся компрессорные холодильные машины, испарительные и конденсаторные агрегаты, надежность которых в значительной степени зависит от процессов изнашивания при трении, протекающих в компрессорах, и от коррозионных процессов, протекающих в теплообменных аппаратах.

Схема деления холодильного оборудования по критериям надежности показана в табл. 8.1.

Ремонтируемое изделие, в свою очередь, может состоять из восстанавливаемых и невосстанавливаемых элементов различного иерархического уровня (сборочные единицы, детали). Например, к восстанавливаемым элементам в компрессорах относят в первую очередь базовые детали: коленчатые валы, цилиндры, а также регулируемые и залитые мягким металлом вкладыши, втулки верхних головок шатунов и др.

Выход из строя базовых деталей приводит к необходимости капитального ремонта компрессора.

Невосстанавливаемые узлы и детали: пластины клапанов, всевозможные пружины, прокладки, поршневые кольца и др. — при повреждениях и поломках не восстанавливаются и заменяются новыми.

Одни и те же детали в одних компрессорах могут рассматриваться как восстанавливаемые, в других как невосстанавливаемые. Например, регулируемый и залитый баббитом вкладыш —

восстанавливаемое изделие, биметаллический вкладыш — невосстанавливаемое. Цилиндры горизонтальных компрессоров при износе растачивают, в них может быть запрессована втулка, гильзы блок-картерных компрессоров не восстанавливают, а заменяют новыми при капитальном ремонте.

Состояния. Холодильное оборудование при рассмотрении его как объекта исследования надежности может находиться в различных состояниях.

Исправное состояние — состояние холодильной машины, при котором она удовлетворяет всем требованиям, установленным нормативно-технической и конструкторской документацией как в отношении основных параметров, так и в отношении второстепенных параметров — внешнего вида, наличия всех деталей, элементов, обеспечивающих удобство эксплуатации, и др.

Неисправное состояние — состояние машины, при котором она не соответствует хотя бы одному из требований нормативно-технической и конструкторской документации.

Работоспособное состояние — состоя-

8.1. Классификация холодильного оборудования по критериям надежности

Признак классификации	Холодильное оборудование				
	Восстанавливаемое			Невосстанавливаемое	
Стратегия технического обслуживания и ремонта	Планово ремонтируемое			Непланово ремонтируемое	
	Изнашиваемое	Комбинированно-старееющее (изнашивание и коррозия)	Корродирующее	Корродирующее	Изнашиваемое
Вид холодильного оборудования	Компрессоры и компрессорные агрегаты	Компрессорно-конденсаторные, компрессорно-испарительные агрегаты и машины на базе ремонтируемых и неремонтируемых компрессоров, в том числе судовые и тепловые насосы	Абсорбционные и пароэжекторные машины, кожухотрубная и кожухозмеевиковая теплообменная аппаратура, воздухоохладители	Емкостная камерная теплообменная и вспомогательная аппаратура	Компрессоры герметичные

ние холодильной машины, находясь в котором она обеспечивает все рабочие параметры, установленные требованиями нормативно-технической документации при заданных условиях эксплуатации.

Неработоспособное состояние — состояние, при котором холодильная машина не обеспечивает выполнение хотя бы одного из основных параметров, указанных в нормативно-технической документации.

Предельное состояние — состояние холодильных машин, при котором их дальнейшая эксплуатация недопустима или нецелесообразна (промежуточное предельное состояние, при котором восстановление работоспособности обеспечивается проведением капитального ремонта) или при котором восстановление работоспособного состояния невозможно или нецелесообразно (окончательное предельное состояние).

Основными параметрами, определяющими работоспособное состояние, являются: холодопроизводительность и потребляемая мощность на регламентированном режиме; уровни шума и вибрации на регламентированном режиме, измеряемые в определенных точках.

События. К событиям относятся отказы и неисправности.

Отказ — событие, заключающееся в нарушении работоспособности холодильного оборудования, при котором оно полностью или частично теряет способность выполнять заданные функции, и требующее вмешательства обслуживающего или ремонтного персонала для проведения регулировки, замены, уплотнения и т. д.

Неисправность — событие, заключающееся в нарушении только исправного состояния холодильной машины. Следовательно, работоспособный компрессор может быть и неисправным (например, компрессор, у которого течь масла из сальника коленчатого вала превышает допустимый уровень), а нарушение исправности не всегда приводит к нарушению работоспособности. Отказы бывают постепенные и внезапные.

Постепенный (параметрический) отказ холодильной машины — это чаще всего постепенное изменение ее параметров (холодопроизводительности, потребляемой мощности, расхода смазочного масла, уровней шума и вибра-

ции) в результате износа ее основных деталей. Считают, что в момент времени, когда какой-либо контролируемый параметр машины вышел за допустимые пределы, наступил отказ.

Внезапный отказ связан с повреждениями, недопустимыми перемещениями или поломкой одной или нескольких деталей компрессора, после чего компрессор не может продолжать работу. Пример — поломки клапанных пластин, разрыв шатунного болта и др.

Внезапные отказы присущи деталям, работающим под воздействием циклических нагрузок (пластины клапанов, пружины и др.). Эти детали характерны тем, что в них постепенно накапливаются усталостные повреждения. Внезапный отказ может быть вызван и дефектами изготовления. В этом случае его относят к разряду случайных. Причинами случайных отказов могут быть: металлургические пороки в заготовках деталей (скрытые трещины, раковины и др.); ошибки в технологической документации, которые при изготовлении деталей проявляются в виде скрытых дефектов, а также нарушение технологии производства на заводе-изготовителе, приводящее к созданию локальных источников внезапных отказов (крупные царапины, следы от инструмента, сквозное прокаливание при поверхностной закалке и т. д.); ненормальные условия эксплуатации машин.

Внезапные отказы могут, в свою очередь, явиться причиной других (зависимых) отказов, зачастую более тяжелых. Так, поломка клапанной пластины может вызвать задир гильзы цилиндра.

Структура отказов холодильного оборудования приведена на рис. 8.1.

Свойства. К этой группе понятий относятся как само понятие надежность, так и ее составляющие, отражающие различные проявления надежности в технике и экономике использования холодильных машин.

Надежность — свойство холодильного оборудования сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования. Надежность является сложным свойством и для холодильного оборудования определяется всеми четырьмя составля-

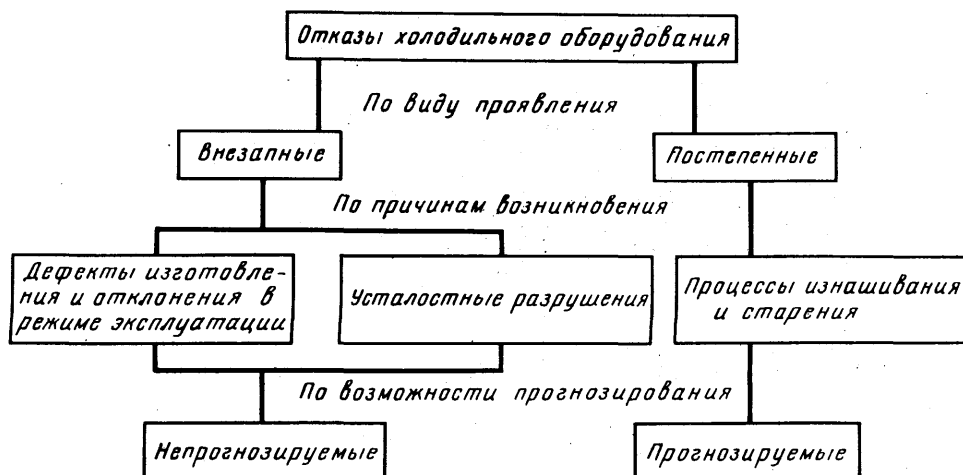


Рис. 8.1. Структура отказов холодильного оборудования

ющими свойствами: безотказностью, долговечностью, сохраняемостью и ремонтпригодностью.

Безотказность — свойство оборудования непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или некоторой наработки.

Долговечность — свойство оборудования сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонтов, то есть с перерывами на проведение плановых и внеплановых ремонтов и технических обслуживаний.

Ремонтпригодность — свойство оборудования, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений и поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

Сохраняемость — свойство оборудования сохранять значения показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности в течение и после хранения и транспортирования.

Показатели надежности

Показатели надежности применяют для количественной оценки отдельных свойств надежности (единичные показатели) или нескольких свойств сразу (комплексные показатели).

Показатели надежности подразделя-

ются на групповые и индивидуальные. Групповые показатели характеризуют надежность партии однотипного холодильного оборудования. Индивидуальные показатели характеризуют надежность каждого отдельно взятого изделия данного типа.

Номенклатура показателей надежности, используемая для наиболее распространенных видов техники, приведена в табл. 8.2. Определения показателей надежности приняты по ГОСТ 27.002.

Как видно из табл. 8.2, надежность характеризуется рядом количественных показателей, каждый из которых отражает то или иное свойство надежности, а совокупность показателей дает полное представление о ней. На практике не требуется количественно оценивать все показатели, а используется минимальная, но достаточно полно характеризующая надежность номенклатура показателей. Эти показатели должны отражать специфику оцениваемого оборудования, быть легко рассчитываемыми на стадии проектирования и определяемыми по результатам испытаний и эксплуатации, они должны быть удобными для использования в расчетах надежности сложных систем. Кроме того, показатели должны характеризовать надежность изделия на любом этапе его применения (в начальный период эксплуатации, за межремонтный период, ко времени списания изделия и т. д.).

Номенклатура показателей надежности холодильного оборудования, отве-

8.2. Номенклатура показателей надежности

Оцениваемые свойства и показатели надежности	Рекомендуемое обозначение
Безотказность	
Наработка на отказ	T
Вероятность безотказной работы	$P(t)$
Параметр потока отказов	ω
Интенсивность отказов	λ
Долговечность	
Средний ресурс до списания (капитального, среднего, текущего ремонта)	$T_{\text{ср}}$
Гамма-процентный ресурс до списания (капитального, среднего, текущего ремонта)	$T_{\gamma\text{ср}}$
Средний (гамма-процентный) срок службы до списания (капитального ремонта)	$T_{\text{сл.ср}}$
Ремонтопригодность	
Среднее время восстановления	$T_{\text{в}}$
Сохраняемость	
Средний срок сохраняемости	$T_{\text{хр}}$
Гамма-процентный срок сохраняемости	$T_{\gamma\text{хр}}$
Надежность в целом	
Объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов	S
Коэффициент готовности	$K_{\text{г}}$

чающая этим требованиям, приведена в табл. 8.3.

Наработка на отказ удобна для характеристики безотказности ремонтируемого холодильного оборудования в течение всего срока службы, и при оптимальной системе технического обслуживания и ремонтов и достаточно высоком уровне их проведения наработка на отказ стабильна за весь срок эксплуатации изделия.

Наработка на отказ определяется как среднее значение наработки ремонтируемого изделия между отказами.

Приближенная формула для ее определения выглядит так:

$$T \cong \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_i \dots$$

Интенсивность отказов — это вероятность отказа неремонтируемого изделия в единицу времени после данного момента времени при условии, что отказ до этого момента не возник. Интенсивность

отказов является удобной характеристикой надежности неремонтируемого оборудования и является обратной величиной средней наработки до первого отказа $t_{\text{ср}}$

$$\lambda(t) = 1/t_{\text{ср}} = \text{const.}$$

Иногда интенсивность отказов исчисляют в единицах 1/год.

Ремонтируемое холодильное оборудование характеризуется комплексом показателей долговечности. Для холодильных машин, стареющих вследствие изнашивания и при совместном действии изнашивания и коррозии, применяются показатели долговечности, отражающие регламентированную периодичность проведения планово-предупредительных ремонтов. Например, ресурс до капитального ремонта определяется как наработка компрессора с начала эксплуатации до предельного состояния основных базовых деталей, например, для поршневых компрессоров — до замены гильз цилиндров или до перешлифовки шеек коленчатого вала.

Межремонтный ресурс характеризует долговечность группы быстроизнашивающихся деталей компрессоров.

Долговечность корродирующего неремонтируемого оборудования целесообразно характеризовать полным сроком службы, то есть сроком службы до списания, который имеет не менее γ % всех изделий.

Так как теплообменная и емкостная аппаратура корродирует практически с одинаковой скоростью как при работе, так и при неработающей холодильной установке, то все их показатели надежности выражаются не в часах наработки, а в календарных единицах.

Основным показателем ремонтопригодности является среднее время восстановления, которое определяется как среднее время вынужденного нерегламентированного простоя, вызванного отыскиванием и устранением одного случайного отказа в межремонтный период.

Для расчета среднего времени восстановления необходимо располагать данными по безотказности элементов, из которых состоит изделие. Необходимо также пронормировать технологические процессы восстановления (ремонта) отказавших элементов.

Технологические процессы должны быть составлены для ремонтного персо-

8.3. Применяемость показателей надежности по группам холодильного оборудования

Показатели надежности	Восстанавливаемое					Невосстанавливаемое	
	Планово ремонтируемое				Непланово ремонтируемое		
	Изнашиваемое	Комбинированно стареющее		Корродирующее		Корродирующее	Изнашиваемое
		На базе неремонтируемых компрессоров	На базе ремонтируемых компрессоров	Машины	Аппараты		

Показатели долговечности:

1. Гамма-процентный ресурс до капитального ремонта, ч	до	+	—	+	+	—	—	—
2. Гамма-процентный ресурс среднего ремонта, ч	до	+	—	+	+	—	—	—
3. Гамма-процентный ресурс текущего ремонта, ч	до	+	+	+	+	—	—	—
4. Средний полный ресурс, ч		—	+	—	—	—	—	+
5. Средний полный срок службы, годы		—	+ ¹	+ ¹	+ ¹	+	+	—

Показатели безотказности:

1. Нарботка на отказ, ч		+	—	+	+	—	—	—
2. Параметр потока отказов, 1/ч		—	+	—	—	—	—	—
3. Интенсивность отказов, 1/ч		—	—	—	—	—	—	+

Показатели ремонтпригодности:

1. Среднее время восстановления, ч		+ ²	—	+ ²	—	—	—	—
------------------------------------	--	----------------	---	----------------	---	---	---	---

Надежность в целом:

1. Объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов, чел.-ч/1000 ч		+	+	+	+	—	—	—
--	--	---	---	---	---	---	---	---

¹ Показатель рекомендуется для включения в документацию только при наличии обоснованного требования заказчика.

² Показатель рекомендуется для включения в документацию только для крупного уникального оборудования при наличии обоснованного требования заказчика по регламентации длительности восстановительных работ.

Примечание. Показатели долговечности (пп. 1, 2, 3, 4) и надежности в целом (п. 1) для холодильного оборудования с малой среднегодовой наработкой (менее 2000 ч) допускается исчислять и относить к календарным единицам времени соответственно в годах и в человеко-часах в год.

нала соответствующей квалификации и постоянного состава ремонтной бригады. В общем случае каждый i -й детали оборудования соответствует определенная номенклатура отказов (j отказов), на устранение каждого из которых затрачивается определенное количество времени.

Среднее время восстановления T_v изделия рассчитывается по формуле

$$T_v = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^m \frac{(1 - P_{ij}) T_{vij}}{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^m (1 - P_j)} \dots,$$

где N — число деталей, для которых характерны внезапные отказы; m — число отказов i -й детали; T_{vij} — время устранения j -го отказа i -й детали, установленное нормативами; P_{ij} — вероятность безотказной работы i -й детали по j -му отказу.

Общим итоговым результатом оценки надежности являются удельные ремонтные затраты на поддержание оборудования в работоспособном состоянии, оцениваемые показателем «объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов», рассчитываемым в соответствии с ГОСТ 12952—78:

$$S = \frac{S_{т.о} n_{т.о} + S_{р.т} n_{р.т} + S_{р.с} n_{р.с} + S_{р.к} \cdot 0,5}{T_{р.к}} \dots \quad (8.1)$$

Внесение показателей надежности в техническую документацию

В техническую документацию показатели надежности вносятся как комплекс показателей, подлежащих обеспечению при создании нового оборудова-

ния (в техническом задании), либо отражают достигнутый уровень надежности выпускаемого оборудования (в технических условиях).

В этих случаях выбор номенклатуры показателей надежности производится в соответствии с табл. 8.3, где знаком «+» отмечены показатели, применяемые для оценки и нормирования требований к надежности, знаком «—» отмечены показатели, не применяемые для оценки и нормирования требований к надежности данного холодильного оборудования.

Номенклатура показателей долговечности может быть изменена в сторону сокращения в соответствии с фактической структурой ремонтного цикла оборудования. Нормы показателей надежности в зависимости от их смысла должны быть ограничены снизу или сверху словами «не менее» или «не более» (см. табл. 8.4).

Одновременно с установлением требований к надежности указываются: критерии предельного состояния, применительно к которым установлены требования к долговечности; критерии отказов, применительно к которым установлены показатели безотказности.

Эти критерии устанавливаются с целью достоверного определения технического состояния оборудования и исключения разногласий между разработчиком, изготовителем и потребителем (заказчиком) при оценке надежности машин. Критерии отказов и предельных состояний используются для четкого фиксирования моментов наступления отказов и предельного состояния, так как эти моменты связаны с количественной оценкой показателей надежности.

8.4. Примеры записи показателей надежности

Свойства надежности	Примеры записи показателей	
Безотказность	* Нарботка на отказ, ч, не менее Параметр потока отказов, 1/ч, не более Интенсивность отказов, 1/ч, не более	4000 $30 \cdot 10^{-6}$ $4 \cdot 10^{-5}$
Долговечность	Средний полный ресурс, ч Средний полный срок службы, годы Гамма-процентный ресурс до капитального ремонта, ч Гамма-процентный ресурс до среднего ремонта, ч Гамма-процентный ресурс до текущего ремонта, ч	40 000 12 36 000 18 000 6000
Ремонтопригодность	Среднее время восстановления, ч, не более	4
Надежность в целом	Объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов, чел.-ч/1000 ч, не более	20

Под критериями отказов и предельных состояний понимаются отличительные признаки, определяющие нахождение оборудования в неработоспособном (критерии отказа) или предельном состоянии (критерии предельного состояния).

Критерии предельного состояния и критерии отказов указываются в нормативно-технической, а также в эксплуатационной и ремонтной документации.

Критерии предельного состояния компрессоров представлены на рис. 8.2. Различают две группы критериев.

Первая группа объединяет критерии, ограничивающие дальнейшую эксплуатацию компрессора из-за ухудшения его внутренних характеристик (рост зазоров и износов деталей пар трения, изменение формы деталей, рост теплонапряженности компрессора и т. д.).

Вторая группа объединяет критерии, относящиеся к изменению внешних эксплуатационных показателей компрессора и, в свою очередь, разделяется на две подгруппы, первая из которых отражает изменение эффективности работы компрессора и состоит из критериев, имеющих экономическое обоснование; вторая подгруппа объединяет

критерии, нормируемые исходя из требований ограничения вредного воздействия компрессора на окружающую среду.

При исчислении показателей безотказности (средняя наработка на отказ и др.) к критериям отказов не относятся нарушения работоспособного состояния, если восстановление работоспособности осуществляется путем замены элементов из комплекта ЗИП, поставляемого с оборудованием, за время, не приводящее к нарушению технологического режима работы предприятия.

Отказом холодильного оборудования не являются неисправности его элементов, обнаруженные при проведении плановых технических обслуживаний и ремонтов, а также самоустраняющиеся отказы (сбои) систем автоматического управления, в том числе микропроцессоров и систем встроенного диагностирования технического состояния.

Кроме критериев отказов и предельного состояния при включении показателей надежности в техническое задание на разработку или в технические условия на поставку указывается структура ремонтного цикла в виде буквенной записи, в которой принимается следующее обозначение видов ремонтов: О —

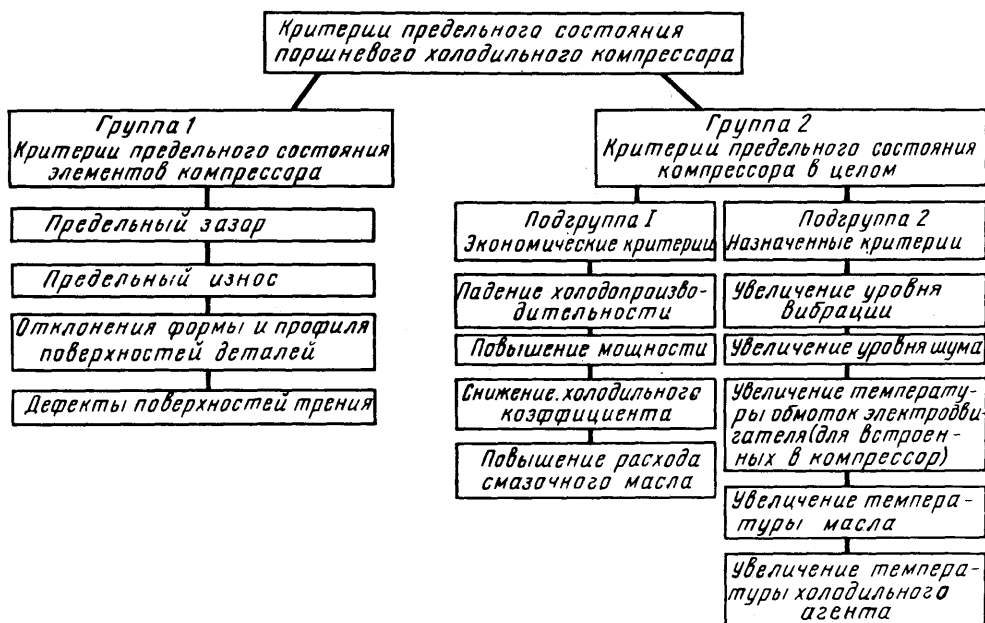


Рис. 8.2. Критерии предельного состояния поршневых холодильных компрессоров

техническое обслуживание, Т — текущий, С — средний, К — капитальный ремонт, либо в виде графика, отражающего виды, периодичность чередования ремонтов и наработку между различными видами ремонтов.

Необходимо иметь в виду, что показатели надежности, указанные в технических условиях на холодильные машины, обеспечиваются только при соблюдении всех правил эксплуатации, в том числе объемов и периодичности технического обслуживания и ремонтов.

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ

Общие положения

Оценка надежности является составной частью работ по обеспечению и повышению надежности вновь разрабатываемого и серийно изготавливаемого холодильного оборудования.

Оценка показателей надежности включает:

- получение исходных данных в соответствии с применяемым методом сбора экспериментальных данных;

- математическую обработку исходных данных с целью получения количественных оценок показателей надежности с требуемой точностью и достоверностью;

- составление достигнутого уровня надежности холодильного оборудования с требованиями нормативно-технических документов;

- выявление причин недостаточной надежности исследуемого оборудования и формирование направлений его совершенствования в тех случаях, когда не подтверждается соответствие достигнутого уровня показателей предъявляемым требованиям.

В зависимости от способа получения и метода обработки исходных данных методы оценки показателей надежности подразделяются на расчетные, экспериментальные, расчетно-экспериментальные.

К расчетным относятся методы, основанные на вычислении показателей надежности по справочным данным о надежности составных частей и комплектующих изделий, по данным о надежности изделий-аналогов, данным о свойствах материалов, физико-химических процессах, физической природе механизма отказов и другой информации об

изделии, имеющейся к моменту оценки надежности.

К экспериментальным относят методы, основанные на статистической обработке данных, получаемых при испытаниях на надежность опытных или серийных образцов изделий, получаемых в результате сбора эксплуатационной информации и представляющих собой реализации случайных величин, характеризующих их надежность (число отказов или восстановлений за время испытаний, наработки до отказа или до предельного состояния, продолжительности или трудоемкости восстановлений и т. п.).

К расчетно-экспериментальным относят методы, основанные на вычислении показателей надежности по исходным данным, определяемым экспериментальными методами. (Об экспериментальных методах подробнее см. справочник «Теплообменные аппараты и испытания холодильных машин».)

Расчетный метод оценки показателей надежности

Расчетный метод применяют на этапе создания холодильного оборудования, и его задачей является получение на этапе проектирования количественных оценок значений показателей надежности.

Показатели надежности холодильного оборудования рассчитывают в следующем порядке: показатели холодильных машин, установок и систем определяют по показателям надежности их узлов, агрегатов и комплектующих; расчет надежности узлов, агрегатов и комплектующих проводят по показателям надежности их элементов, которыми являются соединения различных типов (сварные, фланцевые, штуцерные), трубопроводы, емкости, пары трения и т. д.

Расчет показателей надежности проводят за расчетный период, под которым понимают наработку (время работы), на которую заданы требования по надежности (в техническом задании на разработку оборудования).

При проведении расчетов показателей надежности принимают следующие допущения:

- отказы элементов (узлов, агрегатов, комплектующих и т. д.) систем и установок образуют простейший (ординарный, стационарный и без последствия) поток;

закон распределения наработки до отказа элементов является экспоненциальным, вследствие чего интенсивность отказов есть величина постоянная;

все элементы одного наименования являются равнонадежными, т. е. имеют одинаковую величину интенсивности отказов;

все элементы систем прошли период приработки, старение в рассматриваемый период времени отсутствует.

Эти допущения справедливы для расчета показателей надежности холодильного оборудования, эксплуатируемого в условиях действия системы планово-предупредительного ремонта, обеспечивающей практическое отсутствие влияния процессов изнашивания оборудования на уровень его безотказности.

Основным методом расчета показателей безотказности является метод структурных схем надежности (ССН), при котором холодильное оборудование рассматривают как систему взаимосвязанных элементов.

В зависимости от взаимного влияния при работе и схемы развития отказов ССН могут иметь последовательное соединение элементов в смысле надежности, параллельное (различные виды резервирования) и различные варианты последовательно-параллельного соединения элементов.

В общем случае исходными данными для расчета надежности являются: структурные схемы надежности (ССН); интенсивности отказов элементов; технологические процессы устранения отказов, пронормированные по трудоемкости операций.

Структурные схемы надежности составляют на основе принципиальных схем машин и установок, рабочих чертежей и электрических схем.

Общий порядок проведения расчета показателей надежности следующий. Рассматривают принципиальные схемы и чертежи разрабатываемых машин и агрегатов и на их основании составляют структурные схемы надежности. Анализируют функциональные особенности работы комплектующих и узлов системы с целью уточнения фактически выполняемых операций и установления величины фактической наработки. Проводят расчет надежности объекта от простого к сложному: узлы, агрегаты, оборудование в целом. После расчета итогового

результата проводят его анализ, сопоставляют с требованиями технического задания на разработку; составляют при необходимости рекомендации по повышению уровня надежности.

При проведении расчета показателей безотказности используют математический аппарат теории надежности, приводимый в специальных работах.

Для наиболее простых ССН применяют следующие расчетные формулы.

Вероятность безотказной работы за заданную наработку $P(t_k)$ рассчитывают по формулам:

для одного элемента

$$P(t_k) = e^{-\lambda t_k},$$

для n последовательно соединенных одинаковых элементов

$$P(t_k) = e^{-\lambda n t_k},$$

для m групп различных элементов по n_i элементов в каждой группе, соединенных последовательно,

$$P(t_k) = e^{-\sum_{i=1}^m \lambda_i n_i t_k}.$$

Для ненагруженного резерва:

а) k рабочих элементов и один резервный

$$P(t_k) = (1 + k\lambda t_k)e^{-k\lambda t_k},$$

б) k рабочих элементов и два резервных

$$P(t_k) = \left[1 + k\lambda t_k + \frac{(k\lambda t_k)^2}{2} \right] e^{-k\lambda t_k},$$

в) k рабочих элементов и n резервных элементов

$$P(t_k) = e^{-k\lambda t_k} \sum_{j=0}^n \frac{(k\lambda t_k)^j}{j}.$$

Наработку на отказ T рассчитывают по формулам:

для одного элемента

$$T = 1/\lambda;$$

для n последовательно соединенных одинаковых элементов

$$T = 1/n\lambda;$$

для m последовательно соединенных групп, состоящих из n последовательно соединенных элементов,

$$T = 1 / \left(\sum_{i=1}^m n_i \lambda \right).$$

Для ненагруженного резерва:

а) k рабочих элементов и один резервный

$$T = \frac{1}{\lambda} \frac{2}{k};$$

б) k рабочих элементов и два резервных

$$T = \frac{1}{\lambda} \frac{3}{k};$$

в) k рабочих элементов и $n-1$ резервных

$$T = \frac{1}{\lambda} \frac{n}{k}.$$

Среднее время восстановления рассчитывают по формуле

$$T_B = \frac{\sum \lambda_i t_{Bi} n_{Bi}}{\sum \lambda n_i}.$$

Расчетно-экспериментальный метод оценки показателей надежности

Расчетно-экспериментальный метод оценки показателей надежности применяют для оценки показателей надежности в тех случаях, когда объем экспериментальных данных не позволяет оценить показатели с необходимой точностью и достоверностью.

Метод основывается на объединении экспериментальных данных, полученных на этапе испытаний или эксплуатации и дополнительной экспериментальной информации, имеющейся к моменту оценки показателей надежности.

В качестве дополнительной информации при расчетно-экспериментальном методе используют результаты: всех видов предыдущих испытаний исследуемых изделий; всех видов предыдущих испытаний сборочных единиц и элементов исследуемых изделий; предыдущих эксплуатационных наблюдений за исследуемыми изделиями; эксплуатационных наблюдений за изделиями-аналогами, включающими сборочные единицы и элементы исследуемых изделий.

Возможность использования дополнительной информации при оценке показателей надежности определяется следующими условиями:

идентичностью конструкции, назначения и способа испытаний и эксплуатации сборочных единиц и элементов ис-

следуемых изделий в составе изделий-аналогов;

отклонением режимов испытаний и эксплуатации, создающих основные нагрузки в исследуемых изделиях, сборочных единицах и элементах не более чем на 30 % среднестатистических режимов нагружения;

применением в изделиях, сборочных единицах и элементах, дающих дополнительную информацию аналогичных (или худших) конструкционных материалов, методов упрочнения, смазочных и других материалов, определяющих условия нагружения и сопротивляемость процессам потери работоспособности.

Основной информацией являются результаты испытаний и эксплуатационных наблюдений непосредственно оцениваемых изделий, по результатам которых проводят расчетно-экспериментальную оценку показателей надежности.

Основными методами расчетно-экспериментальной оценки показателей безотказности являются линейные методы, основанные на использовании априорных оценок показателей для изделий и их составных частей.

Применяемость методов зависит от исходных данных, структуры изделий и ее влияния на взаимосвязь показателей надежности изделия и его частей.

Выполнение условия $U = \sum_{i=1}^n U_i$ определяет линейность соотношения между показателем надежности изделия U_i и показателями надежности его составных частей U_i . Такое условие выполняется, например, для таких показателей, как параметр потока отказов ω и интенсивность отказов λ . При наличии простейшего потока отказов этими методами можно пользоваться для определения показателей наработки на отказ T и средней наработки до отказа T_0 , используя соотношения $T = \frac{1}{\omega}$ и $T_0 = \frac{1}{\lambda}$ (для неремонтируемых изделий).

С конструктивной точки зрения предпосылками для существования линейности показателей является отсутствие структурного резервирования в структурных схемах надежности машин и агрегатов.

Расчетно-экспериментальную оценку показателей надежности U_0 (наработка на отказ, параметр потока отказов, интенсивность отказов и др.) и его

дисперсии $D(U_0)$ проводят по формулам следующих методов по ГОСТ 27.201—81.

Метод Л₁. Основная информация: экспериментальная оценка показателя U_3 и ее дисперсия $D(U_3)$.

Дополнительная информация: априорная оценка показателя U_a и ее дисперсии $D(U_a)$

$$U_0 = U_3 + QU_a / (1 + Q);$$

$$Q = D(U_3) / D(U_a);$$

$$D(U_0) = D(U_3) / (1 + Q).$$

Формулы применяют без ограничений, они справедливы для всех показателей надежности.

Метод Л₂. Основная информация по методу Л₁, дополнительная — априорные оценки показателей составных частей U_{ai} и их дисперсии $D(U_{ai})$

$$U_0 = \frac{U_3 + Q^* \sum_{i=1}^n U_{ai}}{1 + Q^{**}}; \quad D(U_0) = \frac{D(U_3)}{1 + Q^*};$$

$$Q^* = \frac{D(U_3)}{\sum_{i=1}^n D(U_{ai})}; \quad Q^{**} = \frac{\sum_{i=1}^n D(U_{ai})}{D(U_a)}.$$

Метод применяется при соблюдении условия $U = \sum_{i=1}^n U_i$ и справедлив для всех показателей надежности.

Метод Л₃. Основная информация: экспериментальные оценки показателей надежности составных частей U_{3i} и их дисперсии $D(U_{3i})$.

Дополнительная информация — априорные оценки показателей надежности U_a и их дисперсии $D(U_a)$

$$U_0 = \frac{\sum_{i=1}^n U_{3i} + Q^{**} U_a}{1 + Q^{**}};$$

$$D(U_0) = \frac{\sum_{i=1}^n D(U_{3i})}{1 + Q^{**}};$$

$$Q^{**} = \frac{\sum_{i=1}^n D(U_{3i})}{D(U_a)}.$$

Метод применяется при соблюдении условия $U = \sum_{i=1}^n U_i$, справедлив для по-

казателей ω , λ , а также для показателей T и T_0 при наличии простейшего потока отказов.

Метод Л₄. Основная информация по методу Л₃, дополнительная — априорные оценки показателей надежности составных частей U_{ai} и их дисперсии $D(U_{ai})$

$$U_0 = \sum_{i=1}^n \frac{U_{3i} + QU_{ai}}{1 + Q_i}; \quad Q_i = \frac{D(U_{3i})}{D(U_{ai})};$$

$$D(U_0) = \sum_{i=1}^n \frac{D(U_{3i})}{1 + Q_i}.$$

Условия применяемости и номенклатура показателей — по Л₃.

МЕТОДЫ ОПТИМИЗАЦИИ ПЕРИОДИЧНОСТИ РЕМОНТОВ И ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ. ПРИНЦИПЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА

В процессе эксплуатации холодильного оборудования при отсутствии надлежащего технического обслуживания постепенно ухудшаются технические характеристики и показатели качества этого оборудования: уменьшаются холодопроизводительность и холодильный коэффициент, усиливается вибрация, повышается уровень шума и т. д. Кроме того, увеличивается число отказов, приводящих к простоям оборудования, что приносит значительные убытки.

Поддержание требуемого уровня надежности и работоспособности холодильного оборудования в течение длительной эксплуатации обеспечивается путем проведения обслуживания, включающего мероприятия двух видов: планово-предупредительные ремонты и технические обслуживания. Чрезмерно частое проведение указанных мероприятий, повышая уровень эксплуатационной безотказности, отрицательно сказывается на эффективности использования холодильных машин вследствие роста затрат, связанных с заменами деталей и профилактическими работами. Поэтому важно определить оптимальную периодичность

технического обслуживания, что является оптимизационной задачей, решаемой применительно к холодильным машинам.

Надежность холодильных машин в значительной степени определяется надежностью холодильных компрессоров, отказы которых бывают двух видов: постепенные и внезапные. Наличие двух видов отказов обуславливает необходимость применения двух видов обслуживания холодильных машин: планово-предупредительной замены деталей по их наработке и технических обслуживаний с заменой деталей в зависимости от их состояния. Так как эти виды обслуживания вызваны причинами разного рода, то и методика определения их оптимальной периодичности различна.

Расчет оптимальной периодичности предупредительных замен изношенных деталей основывается на правиле групповых замен с некоторым недоиспользованием ресурса деталей — замена производится при гамма-процентной наработке, определяемой в зависимости от вида распределения ресурсов и величины гамма-процентного (γ -процентного) ресурса*.

Понятия γ -процентного ресурса вводят для оптимизации системы технического обслуживания и ремонтов холодильного оборудования. Оптимизация заключается в минимизации суммарных затрат на устранение отказов $Z_{отк}$ и предупредительных замен деталей $Z_{зам}$, т. е. выражение $Z_{сум} = Z_{отк} + Z_{зам}$ должно стремиться к минимуму.

Скорости изнашивания подавляющего большинства трущихся деталей компрессоров как случайные величины распределяются по законам Вейбулла или нормальному. Ресурсы деталей подчиняются в подавляющем большинстве случаев нормальному закону распределения либо закону Вейбулла.

Если скорость изнашивания какой-то детали распределяется по нормальному закону, то и ресурс этой детали подчиняется нормальному закону (рис. 8.3).

Плановая замена деталей должна осуществляться в оптимальный момент

* Гамма-процентным ресурсом называют наработку, в течение которой объект не достигнет предельного состояния (состояния, при котором дальнейшее применение объекта по назначению недопустимо или нецелесообразно) с заданной вероятностью γ (в %).

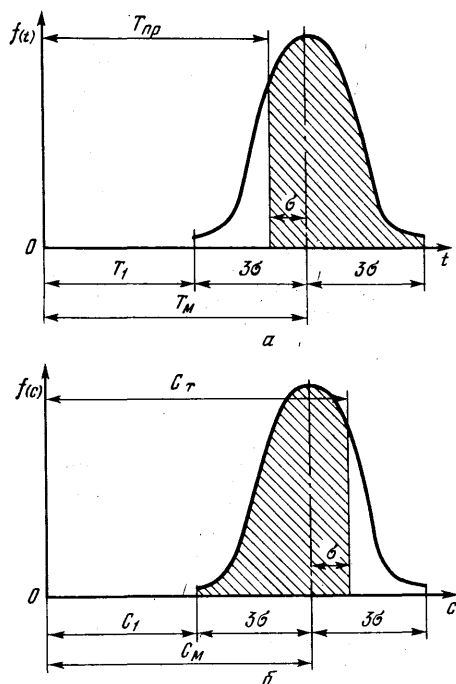


Рис. 8.3. Предупредительная замена детали при нормальном распределении ресурса и скорости изнашивания:

а — распределение ресурса детали; $T_{пр}$ — период принудительной замены детали; $T_{м}$ — математическое ожидание; σ — среднеквадратическое отклонение ресурса; б — распределение скорости изнашивания; $C_{т}$ — толерантная скорость изнашивания, соответствующая $T_{пр}$; $C_{м}$ — математическое ожидание скорости изнашивания

(рис. 8.4). Если момент замены t приближается к $T_{м} + 3\sigma$, то возникает больше аварийных отказов и меньше влияние предупредительных замен на стоимость единицы выработанного холода. При приближении t к T_1 снижается влияние аварийных отказов и растут затраты на предупредительные замены элементов. Оптимальные значения гамма-процентных ресурсов для каждого типа компрессоров рассчитывают на основании экспериментальных данных следующим образом. В группе деталей компрессоров данного типа определяют наработку наиболее долговечной детали T_n ; наработку T_n разбивают на n периодов; в конце каждого периода проводят принудительную замену всех деталей данной группы.

Оптимальное число периодов n , при котором суммарные затраты на замену деталей и устранение отказов оказыва-

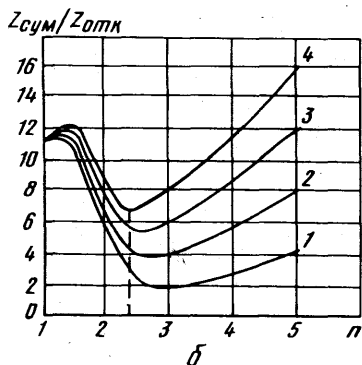
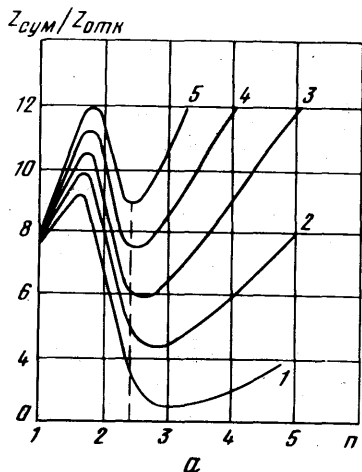


Рис. 8.4. Пример определения оптимальной периодичности планово-предупредительной замены:

а — поршневого пальца компрессора П220; б — поршневого кольца компрессора 4ПБ20; 1—5 — условно принятые отношения $Z_{сум}/Z_{отк}$

ются минимальными, определяется из уравнения

$$Z_{сум} = Z_{зам} + Z_{отк} \rightarrow \min. \quad (8.2)$$

В безразмерном виде уравнение (8.2) имеет вид:

$$Z_{сум}/Z_{отк} = Z_{зам}/Z_{отк} + 1. \quad (8.3)$$

Минимум безразмерных затрат зависит от $Z_{сум}/Z_{отк}$ при различных соотношениях $Z_{зам}/Z_{отк}$.

В случае, если ресурсы деталей подчиняются нормальному закону распределения, уравнение (8.3) в развернутом виде записывается следующим образом:

$$Z_{сум}/Z_{отк} = (Z_{зам}/Z_{отк})(n-1) + \{1 - F_0[(1/v)(T_m n/T_n - 1)]^\beta\} (T_n \beta/T_m).$$

В случае, если ресурсы деталей подчиняются закону Вейбулла, то

$$Z_{сум}/Z_{отк} = (Z_{зам}/Z_{отк})(n-1) + \{1 - \exp[-\beta(T_n/an)^b]\} (T_n \beta/T_m),$$

здесь $Z_{зам}$, $Z_{отк}$ — усредненная стоимость замены детали, устранение отказа; β — число одноименных деталей в группе; F_0 , v , a , b — параметры законов распределения; T_m — математическое ожидание ресурса; T_n — наработка наиболее долговечной детали.

Пример анализа суммарных затрат показан на рис. 8.4, где даны результаты обработки данных, относящихся к поршневому пальцу компрессора П220 и поршневому кольцу компрессора 4ПБ20. Минимум суммарных затрат смещается в сторону увеличивающихся значений n по мере сравнительного повышения стоимости устранения отказов.

Таким образом, чем относительно дороже обходится устранение отказа, тем чаще целесообразно производить планово-предупредительную замену деталей.

Расчет оптимальных значений гамма-процентных ресурсов для холодильных компрессоров различной производительности показывает, что в зависимости от размерности компрессоров значения «гамма» группируются вокруг определенных средних значений. На рис. 8.5 в примере фактических распределений скоростей изнашивания деталей трех баз компрессоров показаны 90 %, 80 % и 70 %-ные толерантные скорости изнашивания. На рис. 8.6 приведена зависимость значения величины «гаммы» от производительности компрессора. Определение оптимальной периодичности технических обслуживаний, обусловленных необходимостью предупреждения отказов оборудования, требует иного подхода. Процесс возникновения внезапного отказа распадается, как правило, на две стадии. В течение первой стадии в детали накапливаются усталостные изменения, приводящие через некоторое время T_1 к появлению неисправности, что не означает еще возникновения неработоспособного состояния (например, возникновение усталостной трещины не сразу приводит к разрушению детали). На второй стадии происходит развитие неисправности, что через какое-то время T_2 заканчивается возникновением отказа. Таким образом, внезапный отказ происходит через время, равное $T_1 + T_2$, причем оба слагаемых имеют случайный характер.

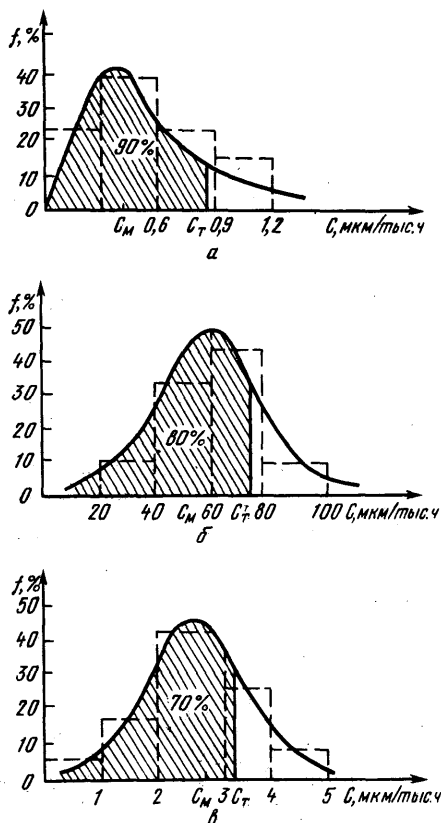


Рис. 8.5. Распределения и толерантные скорости изнашивания некоторых деталей компрессоров:

а — 90 % — толерантная скорость изнашивания шатунной шейки коленчатого вала компрессора 4PB20; б — 80 % — толерантная скорость изнашивания маслосъемного кольца компрессора 1FУУ80; в — 70 % толерантная скорость изнашивания пальца в сопряжении с бобышкой поршня компрессора П220; C_M — математическое ожидание скорости изнашивания, C_T — толерантная скорость изнашивания

Вероятностный процесс возникновения неисправностей обычно может быть приближенно описан экспоненциальным законом распределения. Частота возникновения отказов характеризуется параметром потока отказов компрессора в целом. Параметр потока отказов характеризует среднее число отказов, ожидаемых в малом интервале времени:

$$\omega(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \{M[r(t+\Delta t)] - M[r(t)]\} / \Delta t,$$

где $M[r(t)]$ — математическое ожидание числа отказов за время t .

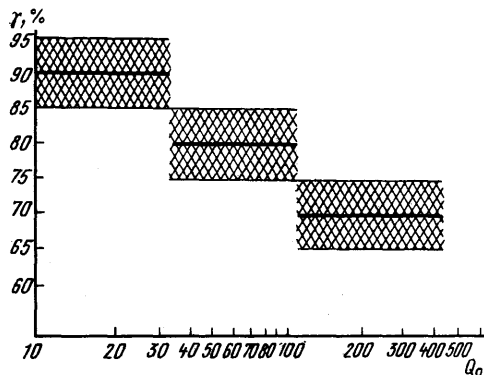


Рис. 8.6. Значения γ и γ -процентных ресурсов деталей поршневых холодильных компрессоров

Как показано на рис. 8.7, параметр потока отказов после технического обслуживания (момент времени t_1) снижается скачком благодаря тому, что в результате осмотра обнаруживаются неисправности и соответствующие детали заменяются. Из-за ограниченных возможностей (лимит времени, несовершенство диагностического оборудования и т. п.) при техническом обслуживании могут быть обнаружены не все неисправности, поэтому поток отказов после осмотра обусловлен как возникновением и развитием неисправностей во вновь поставленных деталях (параметр $\omega_1(t)$), так и развитием необнаруженных неисправностей в оставшихся незамененными деталях (параметр $\omega_2(t)$). Суммарный параметр потока отказов в период между техническими обслуживаниями (время t изменяется от t_1 до $2t_1$; $\tau = t - t_1$ — от 0 до t_1 равен

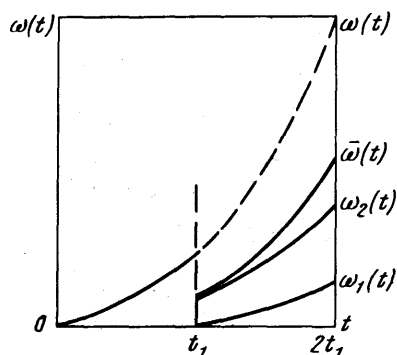


Рис. 8.7. График изменения функции $\omega(t)$

$$\bar{\omega}(\tau) = \omega_1(\tau) + \omega_2(\tau) = P_n(t_1)\omega(\tau) + [1 - P_n(t_1)]\omega(t),$$

где $P_n(t_1)$ — вероятность обнаружения и устранения неисправности при первом техническом обслуживании.

После i -го технического обслуживания

$$\begin{aligned} \bar{\omega}_i(\tau) = & [1 - P_n(t_1)]^{i-1} [\omega_i(\tau) - \omega_{i-1}(\tau)] + \\ & + [1 - P_n(t_1)]^{i-2} [\omega_{i-1}(\tau) - \omega_{i-2}(\tau)] + \\ & + [1 - P_n(t_1)]^{i-3} [\omega_{i-2}(\tau) - \omega_{i-3}(\tau)] + \dots \\ & + [1 - P_n(t_1)] [\omega_2(\tau) - \omega_1(\tau)] + \omega_1(\tau), \end{aligned}$$

а число отказов M связано с числом периодов между техническим обслуживанием n зависимостью

$$M(n) = \sum_{i=1}^n \int_0^{t_i} \bar{\omega}_i(\tau) d\tau.$$

Оптимальное число n соответствует минимуму суммарных затрат на проведение технических обслуживаний и на устранение отказов. Это условие имеет вид, аналогичный уравнению (8.2), или в развернутом виде:

$$Z_{\text{сум}} = Z_{\text{п.о}}(n-1) + Z_{\text{отк}}M(n) \rightarrow \min, \quad (8.4)$$

где $Z_{\text{п.о}}$, $Z_{\text{отк}}$ — стоимость технического обслуживания и средняя стоимость устранения одного внезапного отказа.

Минимум выражения (8.4) находят приравниванием нулю производной, что соответствует отысканию решения уравнения $-dM/dn = Z_{\text{п.о}}/Z_{\text{отк}}$, либо графическим путем, если имеется кривая $M(n)$. В последнем случае оптимальному значению n соответствует точка на кривой, в которой тангенс угла наклона касательной равен отношению $Z_{\text{п.о}}/Z_{\text{отк}}$ (рис. 8.8).

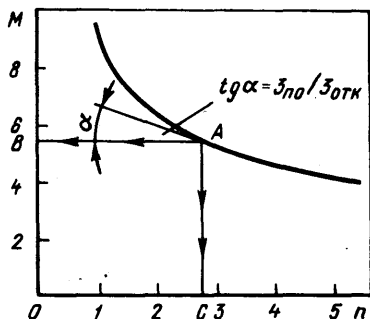


Рис. 8.8. Графический метод определения оптимальной периодичности профилактических осмотров

Исходя из экспоненциальной зависимости параметра потока отказов от наработки $\omega(t) = \varepsilon t^K$ (где ε и K — коэффициенты для данной холодильной системы) можно найти количество отказов M за межремонтный период при $(n-1)$ числе технических обслуживаний. Так, если принять вероятность обнаружения неисправностей, равной единице, а $K=2$, то

$$M = n \int_0^{T_{\text{р.т}}/n} \varepsilon t^2 dt = \varepsilon T_{\text{р.т}}^2 / 3n^2,$$

откуда наработка на отказ

$$T = K T_{\text{р.т}} (Z_{\text{отк}} / Z_{\text{п.р}}).$$

Стратегия технического обслуживания и ремонта является единой для всех типов холодильных машин и заключается в следующем:

технические обслуживания и ремонты проводят с заданной периодичностью; в случае возникновения отказов в межремонтном периоде проводят восстановительные работы, которые не нарушают периодичности последующих технических обслуживаний и ремонтов;

объемы технических обслуживаний и ремонтов являются постоянными и не зависят от их расположения в ремонтном цикле;

техническое обслуживание и ремонты холодильного оборудования на протяжении всего срока его эксплуатации осуществляются при периодически повторяющихся, тождественных ремонтных циклах.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА СТРУКТУРЫ РЕМОНТНОГО ЦИКЛА

В процессе эксплуатации техническое обслуживание и ремонт холодильного оборудования осуществляют в соответствии со структурой ремонтного цикла, которую формируют на основе следующих положений. Устанавливают значения γ -процентных ресурсов детали при $\gamma = 95, 90, 80$ и 70% соответственно для холодильных машин холодопроизводительностью до 10 кВт, $10...35$, $35...100$ и свыше 100 кВт. Полученные значения γ -процентных ресурсов деталей объединяют в группы с примерно одинаковыми значениями ресурсов. Уточняют виды плановых ремонтов с учетом того, что

количество групп деталей, определяющих число видов ремонтов, не должно превышать 3...4 во избежание усложнения структуры ремонтного цикла.

Периодичность проведения плановых ремонтов и их последовательность определяют в следующем порядке:

периодичность проведения текущего ремонта назначают по величине гамма-процентного ресурса группы деталей наименьшей долговечности;

периодичность проведения капитального ремонта назначают по наименьшей величине гамма-процентного ресурса в группе наиболее долговечных деталей;

периодичность проведения среднего ремонта назначают (при необходимости) по величине гамма-процентного ресурса группы деталей промежуточной величины долговечности;

необходимый уровень безотказности холодильного оборудования по внезапным отказам обеспечивается проведением технического обслуживания в течение межремонтного периода.

Структура ремонтного цикла, рассчитанная в качестве примера для компрессора ИПБ10 по приведенной методике, показана на рис. 8.9.

Результаты расчета оптимальной периодичности плановой замены деталей для 3 основных типов поршневых холодильных компрессоров по изложенной методике представлены в табл. 8.5.

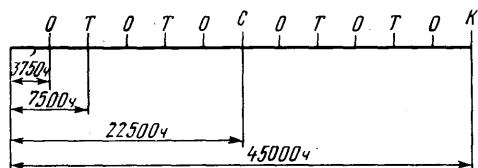


Рис. 8.9. Структура ремонтного цикла компрессора ИПБ10

ХАРАКТЕРИСТИКИ НАДЕЖНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Оценку характеристик износостойкости, показателей долговечности, безотказности и ремонтпригодности холодильного оборудования проводят на основе экспериментальных исследований и изложенных выше методических положений.

ХАРАКТЕРИСТИКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Основные закономерности процессов изнашивания деталей пар трения холодильных поршневых компрессоров следующие. Износы одноименных деталей холодильных компрессоров по различным плоскостям и сечениям, сорненти-

8.5. Оптимальная периодичность принудительной замены деталей холодильных компрессоров с ходом поршня 50, 70 и 82 мм

Деталь	Ход поршня, мм								
	50			70			82		
	Число периодов между заменами	Наработка деталей до замены, тыс. ч	Величина γ	Число периодов между заменами	Наработка деталей до замены	Величина γ	Число периодов между заменами	Наработка деталей до замены	Величина γ

Кольцо поршневое компрессионное	1,0	33,0	94,0	4,0	6,0	81,0	2,0	16,5	75,0
маслосъемное	1,0	33,0	85,0	4,0	6,0	82,0	2,0	16,5	77,0
Втулка верхней головки шатуна	3,0	11,0	82,0	2,0	12,0	84,0	2,0	16,5	70,0
Поршневой палец	3,0	11,0	83,0	2,0	12,0	84,0	2,0	16,5	70,0
Пластина нагнетательного клапана	6,0	5,5	90,0	4,0	6,0	85,0	6,0	5,5	75,0
Гильза цилиндра	1,0	33,0	90,0	1,0	24,0	80,0	1,0	33,0	75,0

рованным по главным осям компрессора, отличаются друг от друга. При оценке ресурсов для исключения механического усреднения износов по всем плоскостям и сечениям, искажающего действительную картину изнашивания, в расчете используют износы только по ведущим (наиболее изнашивающимся) плоскостям и сечениям. К ведущим плоскостям и сечениям относятся: для гильз цилиндров — плоскость качания шатуна в верхней зоне работы компрессионных колец; для втулок верхних головок шатунов и бобышек поршней — плоскость, проходящая соответственно по оси шатуна и по оси поршня; для шатунных шеек коленчатых валов — плоскость вдоль шеек коленчатого вала. Независимо от сечений и плоскостей процесс изнашивания характеризуется тремя периодами: периодом приработки, имеющим переменную скорость изнашивания, постепенно уменьшающуюся и стабилизирующуюся к его окончанию; установившимся периодом, имеющим примерно постоянную скорость изнашивания; периодом аварийного изнашивания, характеризующимся резким ростом скорости

изнашивания и заканчивающимся потерей работоспособности деталей.

Характерные графики реализации процесса изнашивания деталей холодильных компрессоров показаны на рис. 8.10 и 8.11.

Характеристики деталей и пар трения и их условий работы для различных типов поршневых холодильных компрессоров приведены в табл. 8.6—8.10; приведены статистические характеристики скоростей изнашивания этих элементов при спецификационных режимах работы — в табл. 8.11—8.15.

По приведенным в таблицах математическим ожиданиям скоростей изнашивания средние ресурсы сопряжений рассчитывают по формуле

$$T = \frac{(\delta_{\text{пр}} - \delta_0) - a - b}{C_{1\text{уст}} + C_{2\text{уст}}};$$

$$a = (C_{1\text{пр}} - C_{1\text{уст}})t_1;$$

$$b = (C_{2\text{пр}} - C_{2\text{уст}})t_2.$$

Для определения показателей долговечности компрессоров — ресурса до текущего ремонта и ресурса до капитального ремонта — используют толерантные

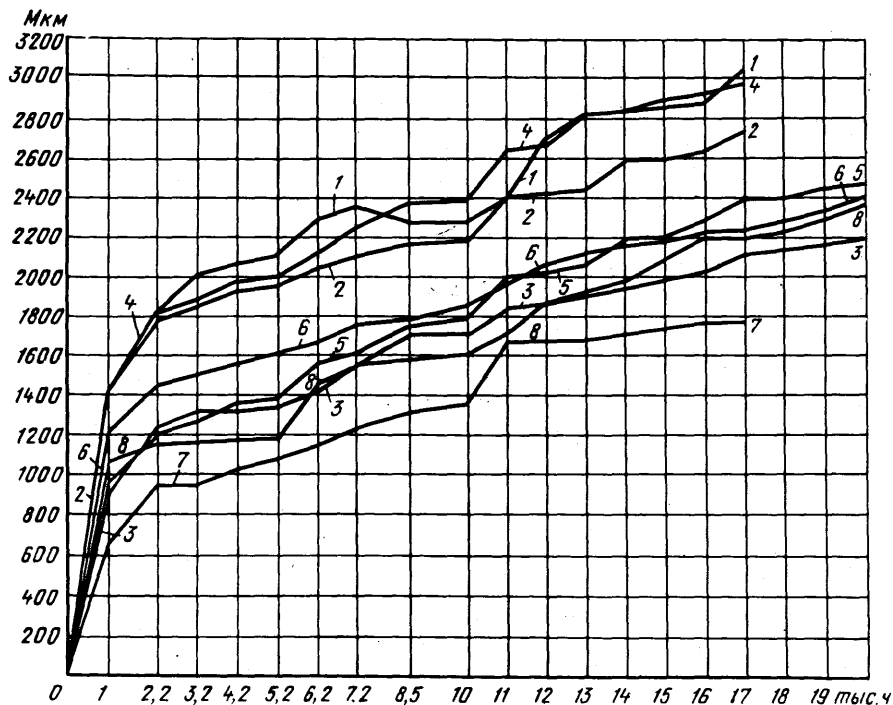


Рис. 8.10. Графики реализации процесса изнашивания поршневых колец компрессора ФУУ80

8.6. Характеристика и условия работы пар трения холодильных поршневых компрессоров производительностью до 10 кВт

Пара трения	Номинальный размер деталей пары трения, мм	Начальный диаметральный зазор	Материал	Шероховатость поверхности трения, мкм (Ra)	Твердость поверхности, ед.	Средняя скорость скольжения, м/с	Удельное давление, МПа	Условия смазки
Цилиндр — поршень	42 { 42 }	50—60	Чугун СЧ21 Алюминиевый сплав АЛ30	0,63 0,32	НВ 260 НВ 100	2,96	0,15	Разбрызгиванием
Втулка шатуна — палец	18 { 18 }	10—20	Бронза 05Ц5С5 Сталь 20Х	0,63 0,32	НВ 110 HRC 54—60	0,28	40	То же
Поршень — палец	18 { 18 }	—5 ÷ 5	Алюминиевый сплав АЛ30 Сталь 20Х	0,32 0,32	НВ 100 HRC 54—60	—	49	★
Втулка шатуна — коленчатый вал	36 { 36 }	32—46	Бронза 05Ц5С5 Сталь 45	0,63 0,32	НВ 110 HRC 54—60	5,7	2,1	Принудительная
Втулка верхней опоры — коленчатый вал	36 { 36 }	40—54	Бронза 05Ц5С5 Сталь 45	0,63 0,32	НВ 110 HRC 54—60	5,7	0,6	
Втулка нижней опоры — коленчатый вал	36 { 36 }	40—54	Бронза 05Ц5С5 Сталь 45	0,63 0,32	НВ 110 HRC 54—60	5,7	1,4	

8.7. Характеристика и условия работы пар трения поршневых холодильных компрессоров производительностью от 10 до 35 кВт

Пара трения	Номинальный размер деталей пары трения, мм	Начальный диаметр зазора, мкм	Материал	Шероховатость поверхности трения, мкм (Ra)	Твердость поверхности трения, ед.	Средняя скорость скольжения, м/с	Удельное давление, МПа	Условия смазки
Цилиндр — поршень	67,5	150—240	Чугун СЧ21	0,32	HB 190	2,4	1,8	Разбрызгивание
Цилиндр — поршневое кольцо	67,5	Тепловой зазор 300—600	Алюминиевый сплав Чугун СЧ21	0,63	HB 100	2,4	2,8	То же
Втулка шатуна — палец	20	3—13	Чугун серый легированный; ГОСТ 9515—81	0,63	HRB 100	—	—	—
Вкладыш шатуна — коленчатый вал	42	25—63	Бронза ОЦС4-4-2,5	0,63	HB 130	0,15	6,5	»
Поршень — палец	42	20	Баббит	0,63	HRC 60	3,1	2,5	Принудительная
	20	Натяг 8	Алюминиевый сплав	0,63	HB 100	—	4,7	Разбрызгивание
	20	Зазор 2	Сталь 45	0,04	HRC 60	—	—	—

8.8. Характеристика и условия работы пар трения поршневых холодильных компрессоров производительностью от 35 до 100 кВт

Пара трения	Номинальный размер деталей пары трения, мм	Начальный диаметр зазора, мкм	Материал	Шероховатость поверхности трения, мкм (Ra)	Твердость поверхности трения, ед.	Средняя скорость скольжения, м/с	Удельное давление, МПа	Условия смазки
Цилиндр — поршень	75,6	114—164	Чугун СЧ21	0,63	HB 280	32	1,1	Разбрызгивание
Втулка шатуна — палец	75,6	5—19	Сплав алюминий-сплав АЛ30	1,25	HB 130	0,25	9,2	Принудительная
Поршень — палец	30,0	Натяг 2	Бронза ОЦС5-5-5	0,63	HB 130	—	8,0	Разбрызгивание
Вкладыш шатуна — коленчатый вал	30,0	Зазор 5	Сплав алюминий-сплав АЛ30	0,16	HRC 60	5,0	5,7	Принудительная
Цилиндр — поршневое кольцо	65,5	50—108	Сталь 45	0,63	HB 100	3,2	1,49	Разбрызгивание
	65,5	Тепловой зазор 400—900	Алюминиевый сплав АЛ20	0,16	HRC 60	—	—	—
	75,6		Сталь 45	0,32	HRC 60	—	—	—
	75,6		Чугун СЧ21	0,63	HB 280	—	—	—
	75,6		Чугун серый, легированный ГОСТ 9515—81	2,5	HRB 100	—	—	—

8.9. Характеристика и условия работы пар трения поршневых холодильных компрессоров производительностью свыше 100 кВт

Пара трения	Номинальный размер деталей пары трения, мм	Начальный диаметр, мм	Материал	Шероховатость поверхности трения, мкм (Ra)	Твердость поверхности трения, ед.	Средняя скорость скольжения, м/с	Удельное давление, МПа	Условие смазки
Цилиндр — поршень Втулка шатуна — палец Поршень — палец	115	200—300	Чугун СЧ21	0,8	HB 240	3,2	1,2	Разбрызгиванием
	115		Алюминиевый сплав		HB 100			
	50	20—48	Бронза ОФ10-1	0,63	HB 100	0,37	8,9	Принудительная
	50		Сталь 20Х	0,16	HRC 60			
Вкладыш шатуна — коленчатый вал	50	Натяг	Алюминиевый сплав	0,63	HB 100	—	7,5	Разбрызгиванием
	50		АЛ10В					
	92	100—190	Сталь 20Х	0,16	HRC 60			
Цилиндр — поршневое кольцо	92		Алюминиевый сплав	0,28	—	7,0	5,0	Принудительная
			АО20					
	115	—	Сталь 45	0,32	HRC 240			
	115		Чугун СЧ 21	0,8	HB 240	3,2	1,15	Разбрызгиванием
			Капрон ТК-2Г-5	—	—			

8.10. Характеристика и условия работы пар трения винтовых холодильных компрессоров типа ВХ350

Пара трения	Номинальный размер деталей пары трения, мм	Начальный диаметр, мм	Материал	Шероховатость поверхности трения, мкм (Ra)	Твердость поверхности трения, ед.	Средняя скорость скольжения, м/с	Удельное давление, МПа	Условие смазки
Коренная шейка ведущего ротора — втулка подшипника Коренная шейка ведомого ротора — втулка подшипника	90	70—110	Сталь 45	0,32	HRC 45	14,1	Со стороны всасывания — 2,25	Принудительная
	90		Баббит Б83	2,5	—		Со стороны нагнетания — 0,79	
	90	70—110	Сталь 45	0,32	HRC 45	14,1	Со стороны всасывания — 1,7	Принудительная
	90		Баббит Б83	2,5	—		Со стороны нагнетания — 1,9	

8.11. Характеристика изнашивания пар трения холодильных поршневых компрессоров производительностью до 10 кВт

Пара трения	Период приработки, тыс. ч	Оценка математического ожидания средней скорости изнашивания, мкм/тыс. ч		Гамма-процентная скорость изнашивания, мкм/тыс. ч	
		в период приработки	в установившийся период	в период приработки	в установившийся период
Цилиндр —	1,0	2,6	0,55	3,1	0,80
поршень	1,0	4,2	1,25	5,2	1,55
Втулка шатуна —	1,2	5,2	0,66	6,7	0,89
палец	1,2	5,9	1,43	7,8	1,85
Поршень —	1,0	2,4	0,55	3,2	0,83
палец	1,2	3,9	1,3	5,3	1,65
Втулка шатуна —	1,2	3,2	1,8	7,9	2,12
коленчатый вал	1,0	7,0	2,2	10,0	2,8
Втулка верхней опоры —	1,0	3,0	1,06	4,2	1,39
вал	1,2	3,9	0,47	5,2	0,75
Втулка верхней опоры —	1,0	1,3	0,41	1,8	0,59
вал	1,2	2,9	0,58	3,9	0,83

8.12. Характеристика изнашивания пар трения холодильных поршневых компрессоров производительностью от 10 до 35 кВт

Пара трения	Период приработки, тыс. ч	Оценка математического ожидания средней скорости изнашивания, мкм/тыс. ч		Гамма-процентная скорость изнашивания, мкм/тыс. ч	
		в период приработки	в установившийся период	в период приработки	в установившийся период
Цилиндр —	0,2	20,5	0,9	27,7	1,24
поршень	—	—	0,97	—	1,3
Цилиндр —	0,2	20,5	0,9	27,7	1,24
поршневое кольцо (по радиальной толщине)	0,5	500	6,3	610	8,9
Втулка шатуна —	0,5	4,0	0,47	5,2	0,52
палец	0,2	3,7	1,11	5,1	1,9
Поршень —	—	—	0,48	—	0,95
палец	0,5	4,5	0,34	5,7	0,42
Вкладыш шатуна —	0,2	22,5	0,75	27,6	1,02
коленчатый вал	—	—	0,47	—	0,53

8.13. Характеристика изнашивания пар трения холодильных поршневых компрессоров производительностью от 35 до 100 кВт

Пара трения	Период приработки, тыс. ч	Оценка математического ожидания средней скорости изнашивания, мкм/тыс. ч		Гамма-процентная скорость изнашивания, мкм/тыс. ч	
		в период приработки	в установившийся период	в период приработки	в установившийся период
Цилиндр — поршень	1,0	9,9	3,8	15,5	5,5
Цилиндр — поршневое кольцо (по радиальной толщине)	1,0	8,1	1,15	10,4	1,5
Втулка шатуна — палец	1,0	9,9	3,8	15,5	5,5
Поршень — палец	—	—	97	—	136
Вкладыш шатуна — коленчатый вал	1,0	9,2	1,3	12,3	1,6
	1,0	8,7	1,7	13,5	2,3
	—	—	0,61	—	0,8
	1,0	7,0	1,9	9,5	2,6
	1,0	6,1	0,72	8,7	1,0
	1,0	11,8	1,9	15,7	2,34

8.14. Характеристика изнашивания пар трения холодильных поршневых компрессоров производительностью свыше 100 кВт

Пара трения	Период приработки, тыс. ч	Оценка математического ожидания средней скорости изнашивания, мкм/тыс. ч		Гамма-процентная скорость изнашивания, мкм/тыс. ч	
		в период приработки	в установившийся период	в период приработки	в установившийся период
Цилиндр — поршень	2,0	15,5	44,1	18,8	5,7
Цилиндр — поршневое кольцо (по радиальной толщине)	2,0	10,1	2,3	20,1	3,2
Втулка шатуна — палец	2,0	18,8	4,1	18,8	5,7
Поршень — палец	—	—	5,3	—	8,0
Вкладыш шатуна — палец	1,5	11,9	2,7	15,0	3,6
	1,0	3,8	0,85	5,0	1,1
	—	—	—	—	0,75
	—	—	—	—	0,75
	1,5	15,3	5,5	24,5	8,0
	1,5	14,2	2,7	19,0	3,6

8.15. Характеристика изнашивания пар трения холодильных винтовых компрессоров типа ВХ350

Пара трения	Математическое ожидание средней скорости изнашивания, мкм/тыс. ч	Гамма-процентная скорость изнашивания, мкм/тыс. ч
Коренная шейка ведущего ротора — втулка подшипника	0,72	0,95
Коренная шейка ведомого ротора — втулка подшипника	2,8	3,4
	0,73	0,9
	2,95	3,35

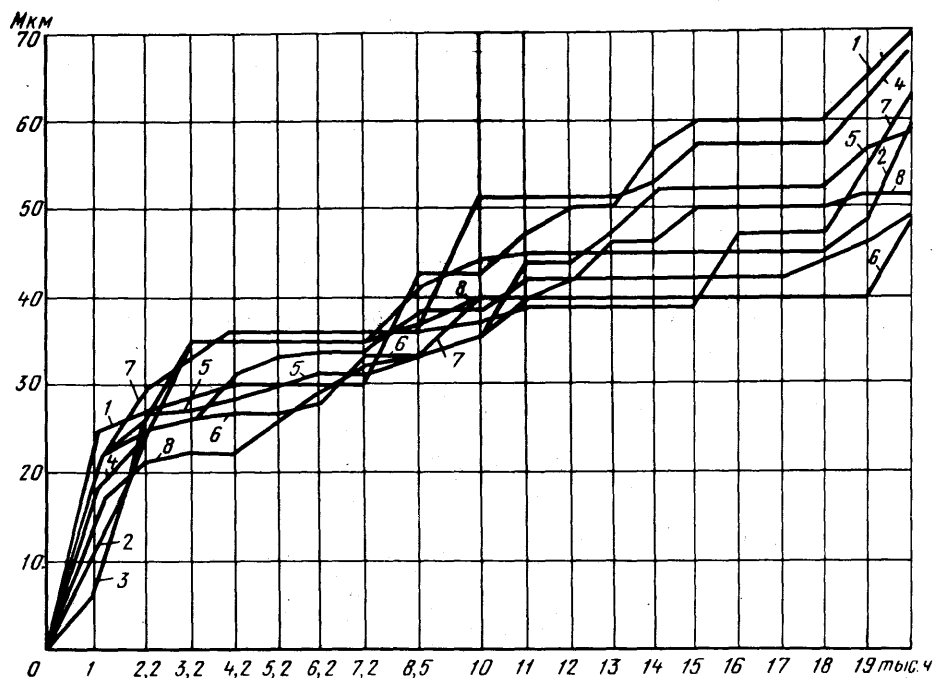


Рис. 8.11. Графики реализации процесса изнашивания поршневых пальцев компрессора ФУУ80

границы скоростей изнашивания и по ним рассчитывают γ -процентные ресурсы.

Нормы показателей надежности поршневых и винтовых компрессоров приведены в табл. 8.16 и 8.17.

ХАРАКТЕРИСТИКА БЕЗОТКАЗНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Между показателями безотказности холодильных машин и агрегатов, а также входящих в их состав компрессоров, теплообменных аппаратов и других элементов существует определенная зависимость. В табл. 8.18 приведены обобщенные расчетные формулы, позволяющие рассчитать величину наработки на отказ машины или агрегата по известной величине наработки на отказ базового компрессора с учетом особенностей конструкции и состава холодильного оборудования. Данные по безотказности компрессоров приведены в табл. 8.16 и 8.17.

Данные для определения наработки на отказ холодильных машин и агрегатов

в зависимости от исполнения, типа и числа узлов, входящих в их состав, приведены в табл. 8.19 и 8.20.

ХАРАКТЕРИСТИКА РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Ремонтопригодность холодильных машин оценивают на основе испытаний на ремонтопригодность, хронометража сборочно-разборочных операций; разработки пронормированных технологических процессов технического обслуживания и ремонта и их экспериментальной отработки. В табл. 8.21 представлены расчетные формулы, устанавливающие взаимосвязь между показателями ремонтопригодности компрессоров (объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов S) и машин и агрегатов на их базе.

Показатели ремонтопригодности компрессоров рассчитывают по формуле (8.1) с использованием данных по разовой трудоемкости различных видов ремонтов компрессоров.

8.16. Нормы показателей надежности поршневых холодильных компрессоров, тыс. ч

Тип компрессора	Холо- дильный агент	Число цилинд- ров	Гамма-процентный ресурс до капитального ремонта между капитальными ремонтами ¹		Наработка на отказ
			Период 1988—1990 гг.	Период 1991—1995 гг.	
1. Сальниковые типа ФВ и ФУ с диаметром цилиндра 67,5 мм	R12	2	36,0	45	3,9
	R22		40,0	50	5,9
					2,5
					3,5
2. Сальниковые типа 1ФУ и 1ФУУ с ходом поршня 76 мм	R12	4	33,0	45,0	4,8
		8	36,0	50,0	5,5
					3,5
					4,0
3. Герметичные типа ПГ	R12	2	36,0*	45,0*	$2 \cdot 10^{-5**}$
	R22	4			$3 \cdot 10^{-5*}$
4. Бессальниковые типа 1ПБ и 4ПБ производительностью до 40 кВт	R22	2	36,0	45,0	6,0
		4	40,0	50,0	6,9
		8			5,0
					5,8
					4,0
					5,0
5. Бессальниковые типа ПБ производительностью до 5 кВт	R12	1	36,0	45,0	8,0
6. Сальниковые типа 1П произ- водительностью до 40 кВт	R22	2	36,0	45,0	4,0
		4	40,0	50,0	6,0
					3,5
					5,0
7. Бессальниковые типа ПБ производительностью свыше 40 до 100 кВт	R22	4	33,0	45,0	4,5
		8			3,5
8. Сальниковые типа П произ- водительностью свыше 40 до 100 кВт	R22	4	33,0	45,0	3,5
	R717	8	36,0	50,0	3,9
					$2,5 \left(\frac{2,0}{2,5} *** \right)$
9. Сальниковые типа П произ- водительностью свыше 100 кВт	R22	4	33,0	45,0	4,5
	R717	8	36,0	50,0	5,1
					$3,1 \left(\frac{2,0}{2,5} *** \right)$
					4,3

¹ В числителе указаны показатели долговечности при работе компрессора с частотой вращения коленчатого вала 25 с⁻¹, в знаменателе — с частотой 16 с⁻¹ (кроме п. 3); для компрессоров по п. 3 — при частоте вращения коленчатого вала 50 с⁻¹.

* Указан средний полный ресурс.

** Указана интенсивность отказов, требующих для своего устранения вскрытия кожуха компрессора в 1/ч.

*** Указана наработка на отказ для двухступенчатых компрессоров в одном корпусе. Показатели долговечности для двухступенчатых компрессоров в одном корпусе могут быть ниже, чем у одноступенчатых компрессоров, не более чем на 10 %.

8.17. Нормы показателей надежности винтовых холодильных агрегатов

Холодильный агент	Холодопроизводительность	Показатель	Период 1990—1995 гг.	Период 1996—2000 гг.
R717	142	Гамма-процентный ресурс до капитального ремонта	60	60
	277		60	60
	397		50	60
	796		60	60
	1590		50	50
	142	Наработка на отказ	6,0	7,0
	277—1590		6,5	7,5
	277—1590 (бустер)		7,0	8,0
R22	95	Гамма-процентный ресурс до капитального ремонта	60,0	60,0
	193		60,0	60,0
	300		60,0	60,0
	95—193	Наработка на отказ	6,0	7,0
	300		6,5	7,5
	300		7,0	8,0
	300 (бустер)			

8.18. Расчетные формулы определения наработки на отказ

Тип оборудования	Расчетная формула
------------------	-------------------

Агрегат компрессионный

с сальниковым компрессором

$$T_a = \frac{1}{\frac{1}{T_{KC}} + \Delta\omega_A}$$

с бессальниковым компрессором

$$T_A = \frac{1}{\frac{1}{T_K} + \Delta\omega_A}$$

Агрегат компрессорно-конденсаторный

с сальниковым компрессором

$$T_{AK} = \frac{1}{\frac{1}{T_A} + \Delta\omega_{AK}}$$

с бессальниковым винтовым компрессором

$$T_{AK} = \frac{1}{\frac{1}{T_A} + \Delta\omega_{AK}}$$

с бессальниковым поршневым компрессором

$$T_{AK} = \frac{1}{T_K + \Delta\omega_{AK}}$$

Машина холодильная одноступенчатая

с сальниковым компрессором

$$T_M = \frac{1}{\frac{1}{T_A} + \Delta\omega_{AK} + \Delta\omega_M}$$

с бессальниковым компрессором

$$T_M = \frac{1}{\frac{1}{T_A} + \Delta\omega_{AK} + \Delta\omega_M}$$

с бессальниковым поршневым компрессором

$$T_M = \frac{1}{\frac{1}{T_K} + \Delta\omega_{AK} + \Delta\omega_M}$$

Тип оборудования	Расчетная формула
------------------	-------------------

Холодильная машина с дополнительными элементами

$$T_{M1} = \frac{1}{\frac{1}{T_M} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{T_i}}$$

Холодильная машина с 2 параллельно работающими компрессорами

$$T_{M2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{T_M} + \frac{1}{T_K}\right)K + \frac{1-K}{2T_K} + \left(\frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_K}\right)(1-K)}$$

Агрегат компрессорный двухступенчатый

$$T_{AD} = \frac{1}{\frac{1}{T_{A1}} + \frac{1}{T_{A2}}}$$

Агрегат компрессорно-конденсаторный двухступенчатый

$$T_{AKD} = \frac{1}{\frac{1}{T_{A1}} + \frac{1}{T_{AK2}}}$$

Машина холодильная двухступенчатая

$$T_{MD} = \frac{1}{\frac{1}{T_{A1}} + \frac{1}{T_{M2}}}$$

8.19. Поправочные величины параметра потока отказов агрегатов и машин с поршневыми компрессорами, $1 \cdot 10^{-6} 1/\text{ч}^*$

Интервал производительности, кВт	Исполнение базового компрессора	Холодильный агент	Компрессорный агрегат	Компрессорно-конденсаторный агрегат		Холодильная машина		
				с водяным охлаждением конденсатора	с воздушным охлаждением конденсатора	с воздухоохладителем	с кожухотрубчатым испарителем	с батареями непосредственного кипения
До 10 (I база)	Сальниковый Герметичный бессальниковый	R12, R22	35 —	30	35	25	20	25
До 35 (II база)	Сальниковый Бессальниковый		40 —	30 35	35 40(0,030)*	25(0,19)*	20	25
35—100 (III база)	Сальниковый Бессальниковый		50 —	35 40	40 45	35	25	35
Свыше 100 (IV база)	Сальниковый		55	45	50	40	30	40
Свыше 35 до 100 (III база)	Сальниковый	R717	50	35	45	40	30	40
Свыше 100 (IV база)	Сальниковый		55	40	50	45	35	45

* Для транспортного оборудования с малой среднегодовой наработкой, 1/год.

8.20. Поправочные величины параметра ~~машин~~ отказов агрегатов и машин с винтовыми компрессорами $1 \cdot 10^{-6}$, 1/ч

Холодильный агент	Марка базового компрессора	Исполнение компрессора	Компрессорный агрегат $\Delta\omega_A$	Компрессорный конденсаторный агрегат $\Delta\omega_{AK}$		Холодильная машина $\Delta\omega_M$		
				с водяным охлаждением	с воздушным охлаждением	с кожухотрубным испарителем	с батареями непосредственного кипения	с воздухоохладителем
R22	21BX140	Сальниковый	55	40	45	30	40	45
	21BX180	Бессальниковый	50	40	45	30	40	45
	21BX280	Сальниковый	60	40	45	30	40	45
	21BX410	Бессальниковый	55	40	45	30	40	45
	BX350	Сальниковый	60	40	45	30	40	45
	21BX600 BX1400		65	45	50	35	45	—
R717	21BX140	Сальниковый	55	40	50	35	45	55
	21BX180							
	21BX280							
	21BX410							
	BX350		60	40	50	35	45	55
	21BX600 BX1400		65	50	55	40	50	—

8.21. Расчетные формулы показателей ремонтпригодности для различных видов агрегатов и машин

Тип машин и агрегатов	Формулы для расчетов объединенной удельной оперативной трудоемкости технических обслуживаний и ремонтов
-----------------------	---

Одноступенчатые

Компрессорный агрегат

$$S_A = K S_K$$

Компрессорно-конденсаторный агрегат

$$S_{AK} = S_A + S_{\text{конд}}$$

Машина

$$S_M = S_A + S_{\text{конд}} + S_{\text{исп}}$$

Двухступенчатые

Компрессорный агрегат

$$S_{AD} = (S_{A1} + S_{A2}) \cdot 1,1$$

Компрессорно-конденсаторный агрегат

$$S_{AKD} = S_{AD} + S_{\text{конд}}$$

Машина

$$S_{MD} = S_{AD} + S_{\text{конд}2} + S_{\text{исп}2}$$

Поправочные величины для расчета показателя ремонтпригодности отдельных элементов и узлов холодильных машин (в процентах от показателя компрессора, входящих в их состав) приведены в табл. 8.22.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ НОРМАТИВЫ

Надежность холодильного оборудования определяется не только уровнем его конструктивного и технологического со-

вершенства, но и условиями эксплуатации, применяемой системой технического обслуживания и ремонта.

Для обеспечения эффективной эксплуатации, перевода ее в плановое русло разработан и используется потребителями комплекс технически обоснованных эксплуатационных нормативов: ряд руководств по ремонту холодильного оборудования с поршневыми, винтовыми и оппозитными компрессорами; временные положения о системе планово-предупре-

8.22. Показатели ремонтпригодности по видам оборудования

Диапазон производи- тельности, кВт (база компрессора)	Переходные коэффициен- ты от ком- прессора к компрессор- ному агре- гату К		Величина показателя в процентах показателя компрессорного агрегата						
			Компрессорно- конденсаторный агрегат с конден- сатором $S_{\text{конд}}$		Тип испарителя, применяемого в холодильной машине, $S_{\text{исп}}$				
	Ком- прес- сор	Ком- прес- сор- ный агре- гат	водяного охлажде- ния	воздуш- ного охлажде- ния	Воз- духо- охла- ди- тель	Па- нель- ный	Кожухотрубный		Ка- мер- ные бата- реи и моро- зильки
							с меж- трубным кипением	с внутри- трубным кипением	

Оборудование с поршневыми компрессорами

До 10 (I база)	1	1,05	18	15	17	—	22	15	10
Свыше 10 до 35 (II база)	1	1,05	17	14	16	—	20	14	9
Свыше 35 до 100 (III база)									
аммиачные	1	1,15	12	10	12	8	15	10	7
хладоновые	1	1,15	18	15	17	12	22	15	10
новые многоагент- ные	1	1,15	20	17	17	12	22	15	10
Свыше 100 (IV база)	1	1,15	18	15	17	12	22	15	10

Оборудование с винтовыми компрессорами

1	1,3	28	23	26	18	34	23	14
---	-----	----	----	----	----	----	----	----

Примечание. Для расчета показателей агрегатов и машин с бесальниковыми компрессорами введено условное понятие «компрессорного агрегата с бесальниковым компрессором», для которого переходный коэффициент от компрессора к агрегату составит: для I и II баз — 1,03; для III базы — 1,10.

дительного ремонта аммиачного и фреонового холодильного оборудования; нормативы численности рабочих холодильных установок; нормативные сроки службы холодильного оборудования; номенклатура и нормы расхода запасных частей для ремонта холодильного оборудования и др.

Структура ремонтных циклов и оптимальные сроки службы холодильного оборудования

Ремонтным циклом является период работы оборудования с момента его ввода в эксплуатацию до первого капитального ремонта или между двумя капитальными ремонтами. Структура ремонтного цикла определяет количество, периодичность и виды ремонтов оборудования за

ремонтный цикл. Для однотипного холодильного оборудования структура ремонтного цикла является постоянной и не зависит от области его применения.

Система технического обслуживания и ремонта холодильного оборудования включает следующие виды ремонтных работ: техническое обслуживание, текущий, средний и капитальный ремонты.

Предупреждение возникновения внезапных отказов в период между двумя последовательными плановыми ремонтами обеспечивается проведением технического обслуживания, в процессе которого заменяются элементы холодильного оборудования, имеющие дефекты и вызывающие при дальнейшей работе отказы типа поломки, заклинивания, сгорания, обрыва и т. д. При проведении тех-

нического обслуживания элементы холодильного оборудования заменяют по их состоянию на момент осмотра.

Предупреждение возникновения постепенных отказов обеспечивается путем проведения плановых ремонтов, в процессе которых производится принудительная замена узлов и деталей, выработавших свой ресурс. Так, периодичность проведения текущего ремонта для холодильных поршневых компрессоров определяется необходимостью замены группы быстроизнашивающихся деталей: пластин клапанов, клапанных пружин, графитовых колец сальника, поршневых колец и др. Проведение среднего ремонта связано с необходимостью замены ряда деталей, имеющих большой ресурс, например вкладышей шатунов, поршневых пальцев и др. Капитальный ремонт предусматривает замену или восстановление базовых деталей компрессоров — цилиндровых гильз и коленчатого вала.

Оптимальные сроки службы базируются на ресурсах холодильного оборудования до капитального ремонта и включают целое число ремонтных циклов, так как только в этом случае исключается недоиспользование материальных средств и труда при проведении ремонтов.

Практически оптимальные сроки службы совпадают с нормативными сроками, в течение которых сумма отчислений на реновацию (полное восстановление) холодильного оборудования становится равной начальной стоимости изделий.

Структуры ремонтного цикла и оптимальные сроки службы по группам холодильного оборудования приведены в табл. 8.23.

Трудоемкость ремонтных работ и нормы расхода вспомогательных материалов

Для планирования и учета трудоемкости ремонтных работ используют понятия ремонтная единица и категория сложности ремонта. Одна ремонтная единица для капитального ремонта всех видов холодильного оборудования соответствует трудоемкости в 12 чел.-ч при среднем пятом разряде слесаря-ремонтника и в среднем четвертом разряде при напильном и в среднем четвертом разряде при ремонте теплообменной, емкостной и мелкой холодильной аппаратуры.

Степень сложности ремонта холодильного оборудования оценивается категорией сложности, обусловленной его конструктивными особенностями и размерностью. Категории сложности и ремонтные единицы по видам ремонтов устанавливают на основе пооперационного нормирования технологических процессов технического обслуживания и ремонта холодильного оборудования.

Трудоемкость технического обслуживания и всех видов планового ремонта холодильных компрессоров определяется как произведение ремонтных единиц на соответствующую категорию сложности.

Стоимость вспомогательных материалов рассчитывают на основе фактических норм их расхода при проведении технического обслуживания и ремонтов.

Ремонтные единицы, категории сложности ремонта и нормы расхода вспомогательных материалов по видам ремонтов компрессорного оборудования приведены в табл. 8.24.

Среднегодовую трудоемкость ремонта и технических обслуживаний холодильных компрессоров рассчитывают по формуле

$$S_K = \frac{(R_0 n_0 + R_r n_r + R_c \cdot n_c + LR_n) / K}{T_K};$$

$$T_K = T_{PK} / \tau.$$

По аналогичной формуле рассчитывают среднегодовую стоимость вспомогательных материалов.

Для расчета среднегодовой трудоемкости технического обслуживания и ремонта холодильных машин (установок) используют выражение

$$S_M = S_a + S_{\text{конд}} + S_{\text{исп}};$$

$$S_a = K_i \cdot S_K.$$

Переходные коэффициенты для определения среднегодовой трудоемкости ремонта холодильных машин и стоимости вспомогательных материалов приведены в табл. 8.25.

Нормы расхода запасных частей

Определение норм расхода запасных частей для ремонта холодильного оборудования базируется на вероятностно-статистических методах анализа и обработки исходной информации.

8.23. Структура ремонтного цикла и оптимальные сроки службы

Холодильные машины (установки)	Структура ремонтного цикла	Ресурсы, ч			Средне- годовая наработ- ка	Коли- чество циклов за срок службы	Опти- мальный срок службы, годы
		до техни- ческого обслужи- вания	до теку- щего ре- монта	до средне- го ремон- та	до капи- тального ремонта		
Фреоновые компрессионные с поршневыми компрессорами производительностью до 10 кВт	-О-Т-О-Т-О-О-С-О-Т-О- -Т-О-К	4150	8300	25000	50000	1	10
	-О-Т-О-Т-О-О-С-О-Т-О- Т-О-	3750	7500	22500	45000	1	12
	-О-Т-О-Т-О-О-С-О-Т-О- Т-О-К	3750	7500	22500	45000	2	16
	-О-Т-О-Т-О-О-С-О-Т-О- Т-О-С-О-Т-О-К	2750	5500	16500	45000	2	16
	-О-Т-О-Т-О-О-С-О-Т-О- Т-О-С-О-Т-О-Т	3300	6600	20000	60000	1	15
Аммиачные компрессионные с поршневыми компрессорами производительностью до 100 кВт	-О-Т-О-Т-О-О-С-О-Т-О- Т-О-К	3750	7500	22500	45000	2	16
	-О-Т-О-Т-О-О-С-О-Т-О- Т-О-С-О-Т-О-К	2750	5500	16500	45000	2	16
	-О-Т-О-Т-О-О-С-О-Т-О- Т-О-С-О-Т-О-О-К	3300	6600	20000	60000	2	20
	-О-Т-О-Т-О-О-С-О-Т-О- О-О-С-О-О-Т-О-О-К	1660	5000	10000	30000	3	18
	-О-Т-О-Т-О-О-Т-О-Т-О- Т-О-К	5000	10000	—	60000	1	18
С центробежными компрессорами фреоновые машины	-О-Т-О-Т-О-О-Т-О-Т-О- Т-О-К	5000	10000	—	60000	2	18
	-О-Т-О-Т-О-О-Т-О-Т-О- Т-О-К	5000	10000	—	60000	2	18
	-О-Т-О-Т-О-О-Т-О-Т-О- Т-О-К	5000	10000	—	60000	2	18

* Принято 1,5 ремонтных цикла.

Обозначения в таблице: О — техническое обслуживание; Т — текущий ремонт; С — средний ремонт; К — капитальный ремонт.

8.24. Категории сложности ремонта, ремонтные единицы, стоимость вспомогательных материалов по видам ремонтов

Холодо-производительность, кВт	Марка компрессора	Ремонтные единицы				Категория стоимости ремонта	Стоимость вспомогательных материалов, условные единицы			
		ТО	Т	С	К		ТО	Т	С	К
Поршневые компрессоры										
3,5—10	2ФВБс4, 2ФВБс6	2,1	4,3	5,5	12	3	1,0	2,9	4,5	6
	ФВ6	2,2	4,5	5,5	12	3	1,0	2,9	4,5	6
10—28	2ФУБс9, 2ФУБс12	2,1	4,3	5,5	12	5	2,31	6,4	9,8	12
	2ФУУБс18, 2ФУУБс25	2,1	4,3	5,5	12	8	3,5	10,2	15,4	24
	ФУ12	2,2	4,5	5,5	12	5	2,3	6,4	9,8	12
	ФУУ25	2,2	4,5	5,5	12	8	3,5	10,4	15,4	24
	ПБ10	1,8	3,6	5,0	12	3	1,4	4,1	6,3	7
	ПБ14	1,8	3,6	5,0	12	3	1,4	4,1	6,3	7
35—100	ПБ20	1,8	3,6	5,0	12	5	2,1	6,1	9,5	13,2
	ПБ28	1,8	3,6	5,0	12	5	2,1	6,1	9,5	13,2
	АВ22	2,5	4,0	5,5	12	7	8,5	11,6	12,5	16,4
	АУ45	2,5	4,0	5,5	12	11	12,8	17,3	18,9	24,5
	АУУ90	2,5	4,0	5,5	12	17	21,6	29,0	31,2	40,8
	ФВ20	2,5	4,0	5,5	12	8	10,7	14,4	16,0	20,6
	ФУ40	2,5	4,0	5,5	12	12	16,4	22,4	24,2	32,0
	ФУУ80	2,5	4,0	5,5	12	18	24,3	33,0	35,6	46,9
	ПБ40	2,1	3,7	5,0	12	10	8,8	11,8	13,0	16,8
	П40	2,2	3,8	5,0	12	10	8,8	11,8	13,0	16,8
	ПБ80	2,1	3,7	5,0	12	16	14,0	19,2	20,8	26,9
	П80	2,2	3,8	5,0	12	16	14,0	14,2	20,8	26,9
110—280	П110	2,2	3,8	5,0	12	19	16,8	22,0	24,0	31,2
	П220	2,2	3,8	5,0	12	28	24,6	33,1	36,3	47,2
Винтовые компрессоры										
350—1400	ВХ280	1,5	2,8	4,5	12	21	9,1	21,5	34,0	52,0
	5ВХ350	1,5	2,8	4,5	12	25	10,5	24,0	39,3	59,2
	ВХ600	1,5	2,8	4,5	12	34	14,0	33,5	54,0	81,4
	ВХ1400	1,5	2,8	4,5	12	40	16,5	38,0	61,5	92,0
Оппозитные компрессоры										
600—1400	АО600П	2,5	4,0	5,5	12	48	33,0	78,0	85,0	1250
	АО1200П	2,5	4,0	5,5	12	78	53,0	125,0	136	200
	ДАОН175П	2,5	4,0	5,5	12	53	35	85,4	92,5	134,7
	ДАОН350П	2,5	4,0	5,5	12	85	56,1	132,0	144,5	212,5
	ДА0275П	2,5	4,0	5,5	12	51	35	85,4	92,5	134,7
	ДА0550П	2,5	4,0	5,5	12	83	56,1	132	144,5	212,5
Центробежные компрессоры										
	Компрессор, входящий в агрегат АТКА-735	1,1	2,1	4	12	125	81	162	335	970
	Компрессор, входящий в агрегат АТКА-545	1,1	2,1	4	12	128	97	195	402	1100
	Компрессор, входящий в агрегат АТКП-435	1,1	2,1	4	12	110	81	162	335	970
	Компрессор, входящий в машину ХТМФ235М-2000	1,1	2,1	4	12	80	57	113	235,5	680
	Компрессор, входящий в машину ХТМФ248-4000	1,1	2,1	4	12	90	68,9	137,7	285	824,5
	Компрессор, входящий в машину ТХМВ-2000	1,1	2,1	4	12	75	53	105,8	220	635
	Компрессор, входящий в машину ХТМФ348-4000	1,1	2,1	4	12	90	68,9	137,7	285	824,5

8.25. Трудоемкость ремонтов и стоимость вспомогательных материалов по видам оборудования

База	Переходные коэффициенты от компрессора к компрессорному агрегату		Увеличение трудоемкости ремонтов и стоимости вспомогательных материалов в процентах от трудоемкости ремонтов и стоимости вспомогательных материалов компрессорных агрегатов						
			Компрессорно-конденсаторный агрегат с конденсатором		Тип испарителя холодильной машины				
	Компрессор	Компрессорный агрегат			Воздухоохладитель	Панельный	Кожухотрубный		Камерные батареи и морозильные аппараты
			водяного охлаждения	воздушного охлаждения			с межтрубным кипением	с внутритрубным кипением	
I	1	1,05	18	15	17	—	22	15	10
II	1	1,05	17	14	16	—	20	14	9
III (аммиачные)	1	1,15	12	10	12	8	15	10	7
III (фреоновые)	1	1,15	18	15	17	12	22	15	10
III (моноблочные)	1	1,15	20	17	17	12	22	15	10
IV	1	1,15	18	15	17	12	22	15	10
Винтовые	1	1,30	28	23	26	18	34	23	14
Оппозитные	1	1,25	15	—	—	9	19	—	7
Центробежные	1	1,40	14	—	—	—	18	—	6

Примечание. Для расчета трудоемкости ремонта агрегатов и машин с бессальниковыми компрессорами введено условное понятие компрессорного агрегата с бессальниковым компрессором, для которого переходный коэффициент от компрессора к агрегату составляет: для I и II баз — 1,03, для III базы — 1,10.

Количество сменных деталей любого (i -го) наименования за весь срок службы холодильного компрессора определяется по формуле

$$N_i = N_{ip} + N_{ito} + N_{ивн} - N_{ioк}.$$

Количество сменных деталей данного наименования, необходимых для замены деталей, выработавших свой ресурс за срок службы компрессора, определяют по формуле

$$N_{ip} = N_{it} n_t + N_{ic} n_c + N_{ik} n_k$$

Общее количество сменных деталей, необходимых для замены деталей, выработавших свой ресурс за срок службы компрессора, $N_p = \sum N_{ip}$.

Количество заменяемых при техническом обслуживании деталей N_{ito} устанавливают на основе статистических данных. В процессе каждого технического обслуживания может быть заменено до 15 % пластин, 10 % поршневых колец, до 20 % пружин клапанов и т. д. от общего количества этих деталей в компрессоре.

Для выявления количества сменных деталей $N_{ивн}$ данного наименования, внезапно отказавших, принимается, что средняя наработка на отказ данных деталей τ_{icp} распределяется согласно экспоненциальному закону. Тогда распределение числа $N_{ивн}$ подчиняется закону Пуассона, и его значение определяется по формуле

$$N_{ивн} = N'_{it} T_{pk};$$

$$\lambda_i = 1/\tau_{icp}; \quad \tau_{icp} = \frac{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \dots + \tau_m}{m} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \tau_{i\delta}.$$

Количество деталей i -го наименования в обязательном комплекте определяется по формуле

$$N_{ioк} = N_{ito} n''_{to} + N_{it} n''_t + N'_{ивн}.$$

Общее количество сменных деталей для обязательного комплекта

$$N_{o.к} = \sum_i N_{io.к}.$$

Среднегодовая норма расхода сменных деталей данного наименования в количественном выражении:

$$N_{\text{ср.г}} = N_i / A,$$

где A — срок службы компрессора в календарных годах.

Среднегодовая норма расхода сменных деталей данного наименования в стоимостном выражении

$$C_{\text{ср.г}} = C_i N_{\text{ср.г}}.$$

Норма расхода запасных частей на один компрессор

$$N = \sum_i C_{\text{ср.г.}}$$

Ремонтные комплекты запасных частей по всем типам холодильных ком-

прессоров предназначены для работников ремонтных служб предприятий-потребителей холода и используются для своевременного планирования, приобретения и подготовки комплекта запасных частей к любому виду ремонта в соответствии с графиком технических обслуживаний и ремонтов холодильного оборудования.

Стоимость обязательных и ремонтных комплектов запасных частей, среднегодовые нормы расхода сменных деталей к ряду компрессоров и холодильных машин на их базе приведены в табл. 8.26.

На рис. 8.12 приведены удельные (по стоимости и массе) нормы расхода запасных частей. Они различаются в зависимости от типа машин, числа цилиндров компрессора и режима работы. Из рис. 8.12 видно, что удельные нормы рас-

8.26. Нормы расхода запасных частей

Марка компрессора	Стоимость запасных частей, руб.					
	В обязательном комплекте	В ремонтных комплектах			Среднегодовая норма	
		для текущего ремонта	для среднего ремонта	для капитального ремонта	на компрессор	на холодильную машину
ФВ-6	3,76	3,82	7,24	32,3	6,05	7,7
ФУ-12	8,9	8,6	16,3	66,2	10,1	11,8
ФУУ-25	24,0	14,0	25,7	146,0	15,4	20,3
2ФВБС4	2,56	2,42	5,14	35,4	3,9	5,2
2ФВБС6	2,56	2,42	5,14	35,4	5,0	6,5
2ФУБС9	5,6	4,54	9,9	72,9	4,3	6,8
2ФУБС12	5,6	4,54	9,9	72,9	6,4	8,0
2ФУУБС18	13,63	8,3	20,6	135,3	6,0	7,4
2ФУУБС25	13,63	8,3	20,6	135,3	11,5	13,9
ФВ20	31,4	9,44	40,5	163,4	15,3	23,1
ФУ40	61,9	14,9	48,3	225,0	24,15	34,9
ФУУ80	103,1	22,9	105,8	333,0	40,0	50,4
АВ22	31,3	6,5	21,3	86,8	16,2	20,4
АУ45	50,9	8,7	29,0	127,7	22,5	28,7
АУУ90	90,2	13,1	45,5	218,6	36,2	46,0
П110	156,0	21,0	159,0	316,5	52,0	64,0
П220	204,3	37,7	222,6	506,0	82,9	100,7
5ВХ350	387,0	23,7	110,0	742,7	62,1	78,0
АО600П	1196,0	202,7	820,3	1868,0	534,4	672,0
АО1200П	2144,0	405,3	1508,0	3454,0	1000,0	1262,0
ДАО275П	1251,0	222,3	842,4	2000,0	614,9	774,0
ДАО550П	2300,0	446,2	1445,0	3820,0	1130,0	1423,0
ДАОН175П	1262,0	224,1	843,4	2078,0	624,3	786,0
ДАОН350П	2280,8	448,2	1447,0	3872,0	1138,0	1434,0
АТКА735	1547,0	124,1	2600,0	12050,0	1300,0	2218,0
АТКА545	1469,0	106,4	3516,0	24590,0	2340,0	3862,0
АТКА435	1056,0	99,3	3286,0	12070,0	1296,0	2293,0
ХТМФ235М-2000	1300,0	119,4	1894,0	8960,0	404,4	670,0
ХТМФ248-4000	843,7	83,1	1421,0	9668,0	384,0	640,0
ХТМФ348-4000	850,0	89,0	1430,0	9160,0	909,3	1454,7

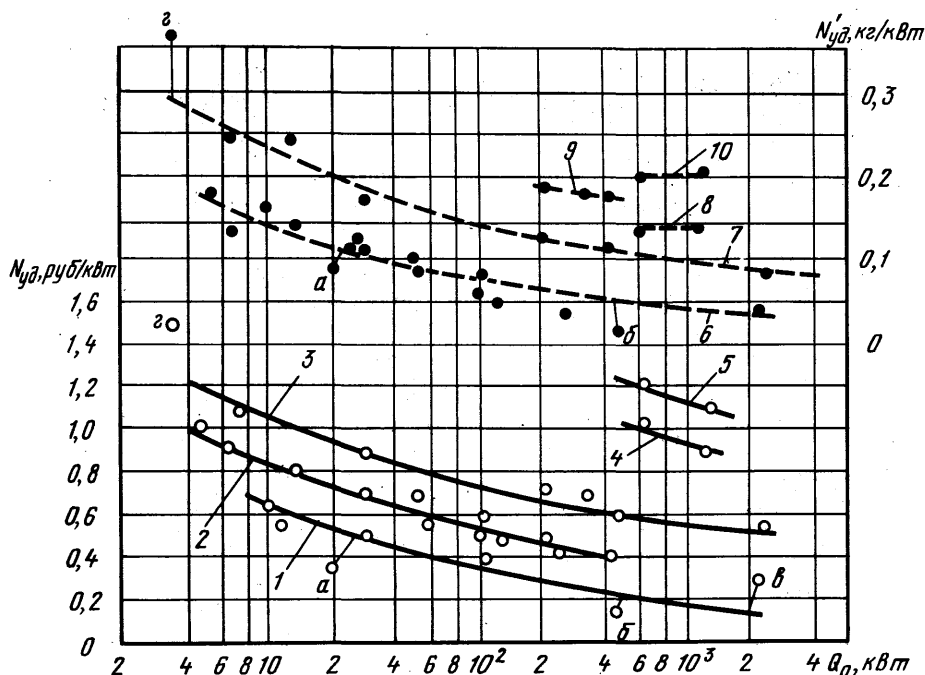


Рис. 8.12. Удельные (по стоимости и массе) нормы расхода запасных частей к холодильным машинам с компрессорами:

1 — бессальниковыми многоцилиндровыми, винтовыми и центробежными (при работе на теплом режиме $t_0 = +5^\circ\text{C}$); 2 — бессальниковыми и сальниковыми многоцилиндровыми, винтовыми (при работе на холодном режиме $t_0 = -15^\circ\text{C}$); 3 — сальниковыми малоцилиндровыми, бескрейцкопфными двухступенчатыми в одном корпусе и центробежными (при работе на холодном режиме $t_0 = -15^\circ\text{C}$); 4—8 — оппозитными одноступенчатыми; 5—10 — оппозитными двухступенчатыми; 6 — бессальниковыми и сальниковыми многоцилиндровыми, старыми (III базы) и новыми (IV базы), винтовыми и центробежными (при работе на теплом режиме $t_0 = +5^\circ\text{C}$); 7 — сальниковыми малоцилиндровыми, старыми (IV базы), центробежными (при работе на холодном режиме $t_0 = -15^\circ\text{C}$); 9 — бескрейцкопфными двухступенчатыми в одном корпусе; а, б, в, г — холодильные машины на базе компрессоров соответственно 2ФУУБС18, 5ВХ350, ХТМФ235М, ФВ6 ($n = 10,5 \text{ с}^{-1}$).

хода запасных частей с ростом холодопроизводительности машин уменьшаются.

Нормативы численности рабочих холодильных установок

Нормативная численность машинистов холодильных установок (обслуживающего персонала) $N_{м.н}$ подчиняется определенным закономерностям и зависит от холодопроизводительности холодильных машин, их конструктивных особенностей, уровня автоматизации, степени заводской готовности и применяемого холодильного агента.

Эта зависимость может быть аппроксимирована линейным уравнением:

$$N_{м.н} = B + Q_0 \alpha.$$

Составленные на основе выявленных зависимостей нормативы численности машинистов холодильных установок приведены в табл. 8.27.

Нормативы установлены условно на один компрессор, но учитывают общую трудоемкость обслуживания и ремонта всей холодильной установки, включая теплообменную и емкостную аппаратуру, запорную арматуру и приборы автоматики.

Нормативы определены из условия трехменной работы установки; при двух- и односменной работе нормативы численности умножают на коэффициент 0,66 или 0,33.

В целом для конкретной холодильной установки явочную численность машинистов $N_{м.н}$ рассчитывают по формуле

$$N_{м.н} = \sum_{j=1}^{j=5} N_{mj},$$

где N_{mj} — расчетный норматив численности машинистов по каждой группе однотипных компрессоров;

$$N_{mj} = N_{mi} n_i K;$$

K — поправочный коэффициент снижения нормативов численности в зависимости от количества компрессоров в группе:

n_i	1	2—4	5—9	10 и более
k	1	0,8	0,7	0,6

Численность слесарей-ремонтников определяют на основе среднегодовой трудоемкости ремонтных работ и фонда рабочего времени одного ремонтника.

Нормативы численности слесарей-ремонтников приведены в табл. 8.28.

Для конкретной холодильной установки численность слесарей-ремонтников определяют как сумму нормативов численности на каждый компрессор. При получении дробных результатов численность машинистов или слесарей-ремонтников, рассчитанную по нормативам,

8.27. Нормативы численности машинистов холодильных установок

Группа	Холодопроизводительность компрессора, кВт (база)	Холодильный агент	Тип компрессора	Нормативы численности машинистов холодильных установок на один компрессор, чел.				
				для агрегатированной холодильной машины		для моноблочной холодильной машины		
				Не эксплуатируется в автоматическом режиме	Эксплуатируется в автоматическом режиме	Не эксплуатируется в автоматическом режиме	Эксплуатируется в автоматическом режиме	
				не полностью укомплектована приборами автоматики	укомплектована приборами автоматики			
1	35—100 (III)	Аммиак	Сальниковый	1,2	0,9	0,38	0,8	0,36
		Фреон	Сальниковый	1,06	0,85	0,35	0,8	0,3
			Бессальниковый	0,98	0,78	0,33	0,7	0,31
2	115—250 (IV)	Аммиак	Сальниковый	1,7	1,2	0,57	1,15	0,52
		Фреон	Сальниковый	1,5	1,15	0,55	1,1	0,52
3	350—500 (V)	Аммиак	Поршневой	2,0	1,55	0,8	—	—
			Винтовой	1,45	1,15	0,55	1,1	0,51
		Фреон	Поршневой	1,8	1,5	0,75	—	—
			Винтовой	1,32	1,05	0,5	1,0	0,47
4	600—1400 (VI)	Аммиак	Поршневой	2,75	2,2	—	—	—
5	Свыше 1500 (VII)	Аммиак	Центробежный	2,45	1,9	—	—	—
		Фреон	Центробежный	2,3	1,8	—	1,75	—

Примечания. 1. Для двухступенчатых агрегатов, состоящих из двух автономных компрессорных агрегатов, нормативы численности машинистов определяют как сумму нормативов на каждый компрессорный агрегат, умноженную на коэффициент 0,75.

2. Для двухступенчатых в одном корпусе компрессоров нормативы численности увеличивают в 1,3 раза по сравнению с нормативами для базового одноступенчатого компрессора.

8.28. Нормативы численности слесарей-ремонтников

Группа	Холодопроизводительность компрессора, кВт (база)	Холодильный агент	Тип компрессора	Нормативы численности слесарей-ремонтников холодильных установок на один компрессор, чел.
1	35—100 (III)	Аммиак	Сальниковый	0,098—0,24
		Фреон	Сальниковый	0,062—0,138
2	115—250 (IV)	Аммиак	Сальниковый	0,147—0,217
		Фреон	Сальниковый	0,147—0,217
3	350—500 (V)	Аммиак	Поршневой	0,45
		Фреон	Винтовой	0,19
4	600—1400 (VI)	Аммиак	Поршневой	0,52—0,85
5	Свыше 1500 (VII)	Аммиак	Центробежный	0,7
		Фреон	Центробежный	0,6

Примечания. 1. Нижний предел нормативов численности указан для двухцилиндрового компрессора, верхний — для восьмицилиндрового компрессора (при отсутствии в данной группе двухцилиндровых компрессоров нижний предел относится к четырехцилиндровому компрессору).

2. При наличии в данной группе двух-, четырех- и восьмицилиндровых компрессоров норматив для четырехцилиндрового компрессора принимают как среднеарифметическую величину от указанных пределов.

округляют до ближайшей большей величины*.

В случае, когда по действующим правилам техники безопасности требуется большее количество персонала, то численность персонала определяют в соответствии с этими правилами.

Для предприятий, на которых холодильные установки не эксплуатируются в автоматическом режиме управления, на рис. 8.13 приведены графики нормативной $N_n = N_{м.н} + N_{р.н}$ и удельной нормативной $N_n = Q_0$ численности рабочих от суммарной холодопроизводительности всех установок.

График зависимости $N_n = \varphi(Q_0)$ имеет вид расходящейся зоны, верхняя граница которой относится к предприятиям с разнотипным оборудованием (преобладают двухступенчатые агрегаты), нижняя граница — с однотипным оборудованием (нет или мала доля двухступенчатых агрегатов).

Значение $(N_n \cdot 10^3)/Q_0 \approx 6$ можно использовать для ориентировочной оценки потребности в рабочей силе (машинисты и слесари-ремонтники) для предприятий с суммарной холодопроизводительностью от 1 до 5 тыс. кВт (что характерно для большей части предприятий) при усло-

вии, что холодильные установки не эксплуатируются в автоматическом режиме управления.

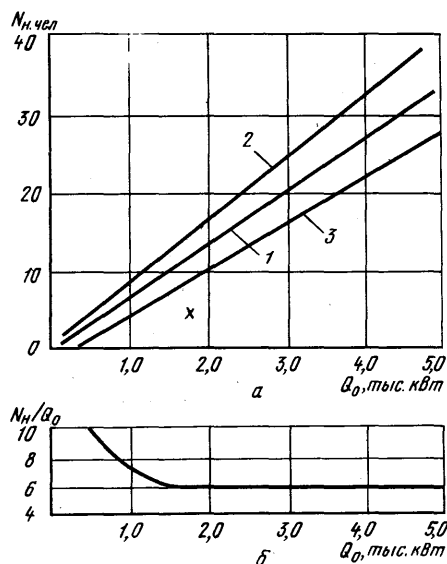


Рис. 8.13. Зависимость нормативной N_n (а) и удельной нормативной N_n/Q_0 (б) численности рабочих холодильных установок от суммарной холодопроизводительности:

1 — среднее значение; 2 — верхняя граница зоны; 3 — нижняя граница зоны; X — эксплуатация в автоматическом режиме

* Нормативами определяется явочная численность машинистов и слесарей-ремонтников.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Повышение надежности холодильных машин является комплексной задачей, решаемой как в сфере производства, так и в сфере эксплуатации. Мероприятия, направленные на повышение надежности машин, разрабатывают на основе оценки их технического уровня и качества, которая базируется на сборе и обработке статистических данных по отечественным и зарубежным образцам машин и изучении производственно-технического уровня заводов, производящих эти машины.

По результатам оценки намечают те или иные пути повышения надежности холодильных машин, среди которых основными являются: разработка и освоение новых видов холодильного оборудования с повышенным уровнем надежности; модернизация серийно выпускаемых изделий, их узлов и деталей, определяющих уровень надежности; повышение качества изготовления продукции за счет технического перевооружения заводов холодильного машиностроения; совершенствование системы технического обслуживания и ремонтов холодильных машин.

Работы по созданию образцов новой техники направлены на разработку полностью автоматизированных холодильных машин с высокой степенью заводской готовности и предусматривают применение новых конструктивных решений, обеспечивающих принципиально более высокий уровень надежности. К таким решениям относятся, например, переход к винтовым компрессорам вместо поршневых, применение роторно-поршневых компрессоров, бессальниковых компрессоров взамен открытых, создание машин, поставляемых в виде моноблока, полностью собранного и испытанного на заводе-изготовителе, что не только сокращает продолжительность и стоимость монтажа на месте эксплуатации, но и полностью исключает влияние некачественного монтажа на надежность и долговечность машин.

Повышение напряженности холодильных компрессоров вследствие повышения допустимых разностей давлений конденсации и кипения и повышения частоты вращения связано с необходимостью применения новых методов обес-

печения износостойкости и усталостной прочности деталей.

Наиболее эффективными методами повышения надежности элементов холодильных машин являются:

- разработка и внедрение новых специальных высококачественных сталей для клапанных пластин поршневых компрессоров, в том числе сталей, обработанных синтетическими шлаками (типа 30ХГСА—СШ, У10А—Ш), плющенная термообработанная лента из стали БП5Ш;

- применение релаксационно-стойкой проволоки для клапанных пружин, обеспечивающей стабильность характеристик пружины в течение длительного периода эксплуатации;

- создание и освоение металлополимерных пар трения в поршневом уплотнении, в том числе поршневых колес повышенной термостойкости из материала Ф40С8Г4 и ТНК2Г5 с радиационным упрочнением;

- применение тонкостенных биметаллических вкладышей подшипников скольжения вместо толстостенных, что существенно повышает ресурс подшипников и коленчатых валов;

- внедрение смолопропитанных графитов взамен металлопропитанных (например, типа химанит—Т) в сальниковом уплотнении компрессоров;

- разработка и серийное освоение высококачественного уплотнительного материала паронита МБЦ-5БЦ и резинотехнических деталей повышенной долговечности;

- разработка и внедрение новых методов обкатки холодильных компрессоров, обеспечивающих более совершенную очистку и приработку поверхностей трения;

- разработка и внедрение в эксплуатацию новых смазочных масел, обладающих повышенными противозносными и противозадирными свойствами (например, ХС 40, ХМ 35 и др.);

- применение широко известных методов упрочнения поверхностей трения (дорнирование бронзовых втулок верхних головок шатунов, виброобкатку поршней и алюминиевых шатунов, алмазное выглаживание поршневых пальцев и шеек коленчатых валов, микродоводку поршневых колец).

Важное значение для повышения надежности пар трения компрессоров имеет оптимизация начальных и предельных

зачерпываем с учетом режимов работы, характеристик смазочных масел и других нагрузочных факторов.

Дальнейшее повышение надежности, обеспечение перспективных требований и норм основывается на исследовании и внедрении новых методов упрочнения поверхностей путем повышения прочности поверхностных слоев и увеличения энергии их деструкции, в результате чего резко снижается интенсивность изнашивания.

К новым перспективным технологиям в этой группе относятся газоплазменное напыление износостойких покрытий с последующей обработкой деталей, вакуумно-плазменное напыление тонких износостойких пленок (например, нитрида титана), не требующих последующей обработки (толщина покрытия 3—5 мм), лазерное упрочнение без последующей обработки и лазерное упрочнение с использованием специальных флюсов с последующей обработкой.

Перспективно применение методов обработки, обеспечивающих увеличение маслостойкости поверхностей трений путем создания искусственного микро-рельефа путем вибронакатки и применения деталей из металлокерамики.

Специфическим является направление работ по повышению износостойкости деталей холодильных компрессоров на основе реализации эффекта избирательного переноса за счет организации между трущимися поверхностями промежуточной восстанавливающей пленки с малым сопротивлением сдвигу, которая, деформируясь и разрушаясь, предотвращает разрушение основного металла.

Промежуточная пленка может быть образована атомами меди (метод финишной безабразивной обработки, химическое осаждение медных покрытий) с последующим поддержанием за счет действия присадок в смазывающем масле либо сернистыми соединениями (натирка поверхностей дисульфидом молибдена). Перспективным является метод осаждения на поверхностях трения многокомпонентных покрытий, например бронзы.

Особое внимание при обеспечении надежности холодильных машин обращают на повышение чистоты внутренних полостей холодильных машин путем совершенствования системы очистки при изготовлении, заводской обкатке, а также на совершенствование конструкции сис-

темы смазки и повышение ее эффективности.

Рост показателей долговечности приводит к необходимости повышения сроков службы теплообменных аппаратов, что особенно важно для аммиачных машин и агрегатов. Основными направлениями этих работ являются разработка и внедрение эффективных ингибиторов коррозии.

Для повышения уровня эксплуатационной надежности холодильного оборудования всех типов разрабатываются и совершенствуются рациональные системы технического обслуживания и ремонтов на местах эксплуатации.

Внедряются основанные на фактических ресурсах деталей и характеристиках безотказности оборудования системы планово-предупредительных ремонтов (система ППР), которые обеспечивают: значительное сокращение трудоемкости ремонтов за счет приведения в соответствие объемов ремонтных работ и сроков замен деталей с возникновением действительной необходимости в проведении определенного вида планового ремонта;

снижение объемов неплановых ремонтов за счет своевременной профилактики и замены изношенных и имеющих дефекты деталей;

рациональное и технически обоснованное использование фондов запасных частей и вспомогательных материалов, что приводит к уменьшению их расхода; снижение расхода смазочного масла за счет своевременного восстановления зазоров в основных сопряжениях компрессоров;

уменьшение времени непроизводительного простоя холодильного оборудования в ремонтах.

Дальнейшее совершенствование холодильных машин, повышение уровня их надежности и долговечности идет в направлении улучшения показателей безотказности и увеличения межремонтных периодов, с тем чтобы машины вырабатывали амортизационные сроки без проведения капитального ремонта.

Принятый машиностроением курс на сокращение амортизационных сроков и ускоренное обновление парка холодильных машин выдвигает на первый план задачу снижения числа случайных отказов в процессе эксплуатации и максимального повышения ресурсов деталей, регламентирующих продолжительность

межосмотровых и межремонтных ресурсов машин. На это направлены основные работы по повышению надежности холодильных машин.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

К стр. 260—266

T — наработка на отказ;
 $t_{\text{ср}}$ — средняя наработка до первого отказа;
 $p(t)$ — вероятность безотказной работы за время t ;
 $\omega, \omega(t)$ — параметр потока отказов;
 $\lambda, \lambda(t)$ — интенсивность отказов;
 $T_{\text{ср}}$ — средний ресурс до списания;
 $T_{j\text{ср}}$ — гамма-процентный ресурс до списания;
 $T_{\text{сл,ср}}$ — срок службы до списания;
 $T_{\text{в}}$ — среднее время восстановления;
 $T_{\text{хр}}$ — средний срок сохраняемости;
 $T_{\gamma\text{хр}}$ — гамма-процентный срок сохраняемости;
 $K_{\text{г}}$ — коэффициент готовности;
 S — объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов;
 N — число исследуемых изделий;
 m — число отказов;
 $S_{\text{то}}$ — трудоемкость одного технического обслуживания;
 $S_{\text{рт}}$ — то же текущего ремонта;
 $S_{\text{рс}}$ — то же среднего ремонта;
 $S_{\text{рк}}$ — то же капитального ремонта;
 $T_{\text{рк}}$ — ресурс до капитального ремонта;
 $n_{\text{то}}$ — число технических обслуживаний в ремонтном цикле;
 $n_{\text{рт}}$ — то же текущих ремонтов;
 $n_{\text{рс}}$ — то же средних ремонтов;
 $t_{\text{ви}}$ — время устранения отказа i -го наименования;
 t_i — i -е значение времени безотказной работы.

К стр. 267—270

N_i — интенсивность отказов i -го элемента;
 $t_{\text{к}}$ — расчетная наработка элемента.

К стр. 275—287

$\delta_{\text{пр}}$ — предельно допустимый зазор в паре трения;
 δ_0 — начальный зазор в паре трения;
 $C_{1\text{пр}}$ — средняя скорость изнашивания первой детали в паре в период приработки;
 $C_{2\text{пр}}$ — то же второй детали;
 $C_{1\text{уст}}$ — средняя скорость изнашивания первой детали в паре в установившийся период;
 $C_{2\text{уст}}$ — то же второй детали;
 $t_{1,2}$ — длительность периода приработки одной и второй деталей в паре;

$T_{\text{к,с}}$ — наработка на отказ сальникового компрессора;

$T_{\text{к}}$ — то же бессальникового компрессора;

$T_{\text{А}}$ — то же компрессорного агрегата;

$T_{\text{М}}$ — то же холодильной машины;

$T_{\text{Мт}}$ — то же машины или агрегата с дополнительными узлами;

$T_{\text{А1}}$ — наработка на отказ компрессорного агрегата с компрессором первой ступени;

$T_{\text{А2}}$ — то же с компрессором второй ступени;

$T_{\text{АК2}}$ — наработка на отказ компрессорно-конденсаторного агрегата с компрессором второй ступени;

$T_{\text{АКД}}$ — то же двухступенчатого компрессорно-конденсаторного агрегата;

$T_{\text{М2}}$ — то же с машиной второй ступени;

$T_{\text{МД}}$ — то же двухступенчатой холодильной машины;

$\Delta\omega$ — поправочная величина параметра потока отказов;

$\Delta_{\text{А}}$ — то же компрессорного агрегата;

$\Delta\omega_{\text{АК}}$ — то же компрессорно-конденсаторного агрегата;

$\Delta\omega_{\text{М}}$ — то же холодильной машины;

$S_{\text{конд}}$ — объединенная удельная оперативная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов конденсатора;

$S_{\text{к}}$ — то же компрессора;

$S_{\text{исп}}$ — то же испарителя;

$S_{\text{а}}$ — то же компрессорного агрегата;

$S_{\text{АК}}$ — то же компрессорно-конденсаторного агрегата;

$S_{\text{М}}$ — то же машины одноступенчатой;

$S_{\text{АД}}$ — то же двухступенчатого компрессорного агрегата;

$S_{\text{АКД}}$ — то же двухступенчатого компрессорно-конденсаторного агрегата;

$S_{\text{МД}}$ — то же машины двухступенчатой

К стр. 289—297

$R_0, R_{\text{т}}, R_{\text{с}}, R_{\text{к}}$ — ремонтные единицы соответственно технического обслуживания, текущего, среднего и капитального ремонтов;

K — категория сложности ремонтов;

$n_0, n_{\text{т}}, n_{\text{с}}$ — число технических обслуживаний, текущих и средних ремонтов за срок службы компрессора до капитального ремонта;

$T_{\text{к}}$ — срок службы до капитального ремонта;

L — коэффициент, равный 0,5 и 0,66 при двух или трех ремонтных циклах за срок службы;

τ — среднегодовая наработка в часах;

$S_{\text{а}}$ — среднегодовая трудоемкость технического обслуживания и ремонтов компрессорного агрегата;

$S_{\text{квд}}$ и $S_{\text{исп}}$ — соответственно среднегодовая трудоемкость технического обслуживания и ремонта конденсатора и испарителя в % трудоемкости технического обслуживания и ремонта компрессорного агрегата;

K_i — коэффициент, учитывающий дополнительные трудовые затраты при ремонте компрессорного агрегата по сравнению с компрессором;

N_{ip} — потребность в сменных деталях, выработавших свой ресурс;

N_{ito} — то же для замены деталей при проведении технических обслуживаний;

$N_{ивн}$ — то же для замены при внезапных отказах;

$N_{ioк}$ — число деталей i -го наименования в обязательном комплекте, поставляемом с компрессором;

N_{it}, N_{ic}, N_{ik} — количество деталей данного наименования, заменяемых в текущем, среднем и капитальном ремонтах;

n'_t, n'_c, n'_k — число текущих, средних и капитальных ремонтов за срок службы компрессора;

m — число периодов безотказной работы;

τ_{id} — интервалы времени безотказной работы данной детали;

n''_{to}, n''_c — число технических обслуживаний и текущих ремонтов с начала эксплуатации компрессора до среднего ремонта;

$N'_{ивн}$ — потребность в сменных деталях i -го наименования для замены внезапно отказавших за ремонтный цикл компрессоров;

A — срок службы компрессора в календарных годах;

C_i — стоимость одной детали данного наименования, руб.;

b — постоянный коэффициент, зависящий от конструктивного исполнения холодильной машины, режима работы, вида ее поставки;

Q_0 — холодопроизводительность в стандартном режиме, кВт;

α — коэффициент, определяемый из соотношения B/Q_0 ;

N_{mi} — норматив численности на один компрессор данной группы;

n_i — количество компрессоров данного типа в группе.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бежанишвили Э. М., Дзотцоев А. Б., Мовсесян Ф. А. Исследование и разработка оптимальных режимов обкатки поршневых холодильных компрессоров.

Холодильная техника. — 1981. — № 6. — С. 22—27.

2. Бежанишвили Э. М., Кашкин М. П., Милованов В. И. Анализ износостойкости поршневых компрессоров малых холодильных машин//Холодильная техника. — 1983. — № 4. — С. 26—33.

3. Бежанишвили Э. М., Клибанов Е. Л. Новые материалы в холодильном машиностроении//Химическое и нефтяное машиностроение. — 1984. — № 9. — С. 22—33.

4. Бежанишвили Э. М., Клибанов Е. Л. Повышение надежности пластин кольцевых клапанов//Холодильная техника. — 1981. — № 2. — С. 24—28.

5. Бежанишвили Э. М., Смыслов В. И. Методика определения показателей надежности холодильных компрессоров//Холодильная техника. — 1978. — № 9. — С. 17—21.

6. Бежанишвили Э. М., Таланов А. В., Хазанов И. Г. К определению численности обслуживающего и ремонтного персонала холодильных установок//Холодильная техника. — 1983. — № 6. — С. 18—24.

7. Бежанишвили Э. М., Таланов А. В., Хазанов И. Г. О трудоемкости ремонта холодильного оборудования//Холодильная техника. — 1983. — № 7. — С. 37—40.

8. Бежанишвили Э. М., Тихомирова Л. М. Определение норм расхода и потребности в запасных частях к холодильному оборудованию//Холодильная техника. — 1983. — № 9. — С. 14—19.

9. Бежанишвили Э. М., Хазанов И. Г. Нормативные сроки службы и нормы амортизационных отчислений на реновацию холодильного оборудования//Холодильная техника. — 1988. — № 1. — С. 12—17.

10. Бежанишвили Э. М., Хазанов И. Г. Нормативы затрат на ремонт холодильного оборудования//Холодильная техника. — 1988. — № 2. — С. 16—21.

11. Власов В. М. Работоспособность упрочненных трущихся поверхностей. — М.: Машиностроение, 1987. — 300 с.

12. Влияние показателей надежности на экономичность холодильных машин/Э. М. Бежанишвили, В. И. Смыслов, А. В. Таланов, И. Г. Хазанов//Холодильная техника. — 1983. — № 11. — С. 14—19.

13. Госстандарт СССР. Временное практическое руководство по нормированию, подтверждению и обеспечению надежности машиностроительной продукции. — М.: ВНИИНМАШ. 1986. — 66 с.

14. Долговечность трущихся деталей машин/Под редакцией Д. Н. Гаркунова. — М.: Машиностроение, 1987. — 306 с.

15. Избирательный перенос в тяжело нагруженных узлах трения/Под ред. Гаркунова Д. Н. — М.: Машиностроение. 1982. — 207 с.

16. Канарчук В. Е. Основы надежности машин. — Киев: Наукова думка. 1982. — 243 с.

17. Клибанов Е. Л., Бежанишвили Э. М., Афонский В. Н., Бланк Л. А. Исследование, разработка и внедрение неметаллических поршневых колец повышенной термостойкости//Холодильная техника. — 1982. — № 9. — С. 18—23.

18. Кочеткова Е. В., Клибанов Е. Л., Бежанишвили Э. М. Повышение долговечности пластин клапанов пятаккового типа//Холодильная техника. — 1979. — № 11. — С. 40—43.

19. Номенклатура и нормы расхода запасных частей для ремонта холодильного оборудования. Справочник. — М., 1986. — 211 с.

20. Быков А. В., Калнинь И. М., Бежанишвили Э. М., Смыслов В. И. Пути повышения качества и эффективности холодильного оборудования//Химическое и нефтяное машиностроение. — 1978. — № 1. — С. 1—5.

21. Смыслов В. И. Выбор показателей и обеспечение надежности холодильного оборудования//Холодильная техника. — 1983. — № 8. — С. 27—30.

22. Надежность технических систем. Справочник/Под ред. И. А. Ушакова. — М.: Радио и связь. 1985. — 610 с.

23. Kalnin J. M., Bežanisvili E. M., Smyslov V. J. Praxis der Untersuchung und Erhöhung der Zuverlässigkeit von Kompressions K'd lterausrüstungen. Luft — und Kaltetedlnik 1980/3, p. 155—157.

<i>Предисловие</i>	3	<i>Список использованной литературы</i>	131
Глава 1. Поршневые холодильные компрессоры (А. В. Быков, И. М. Калнинь, Л. Г. Каплан, А. С. Крузе, Б. Л. Цирлин, И. Ф. Яцуню)	5	Глава 3. Холодильные компрессоры ротативного типа (А. В. Быков, Е. Д. Коноваленко, А. С. Крузе, В. С. Крылов, Б. Л. Цирлин)	133
Общие сведения	5	Общие сведения	133
Основы теории и расчета	6	Компрессоры с катящимся ротором	133
Теоретический компрессор	6	Роторно-поршневые компрессоры	138
Реальный (действительный) компрессор	7	Спиральные компрессоры	142
Объемные показатели	8	Условные обозначения	144
Энергетические показатели	12	<i>Список использованной литературы</i>	144
Исходные данные для расчета	18	Глава 4. Центробежные холодильные компрессоры (И. М. Калнинь, А. С. Нуждин, Д. Л. Славуцкий)	145
Выбор основных размеров и конструктивных параметров	19	Общие сведения	145
Расчет клапанов и газовых трактов	21	Основы теории	146
Динамический расчет	23	Основы расчета	155
Прочностные расчеты	26	Холодильные агенты и термодинамические циклы	157
Холодильные агенты	26	Характеристики и способы регулирования холодопроизводительности	160
Конструкции и характеристики компрессоров	28	Конструкции холодильных машин с центробежными компрессорами	166
Крупные компрессоры	28	Условные обозначения	177
Средние компрессоры	33	<i>Список использованной литературы</i>	178
Малые компрессоры	36	Глава 5. Эффективность и области применения холодильных агентов (А. В. Быков, И. М. Калнинь, В. И. Сапронов)	179
Регулирование производительности	65	Классификация холодильных агентов и их характеристики	179
Защита компрессора	67	Влияние свойств холодильных агентов на энергетическую эффективность циклов	179
Основные узлы и детали	68	Влияние свойств холодильных агентов на эксплуатационные показатели холодильных машин и компрессоров	188
Параметрические ряды и унификация компрессоров	79	Влияние свойств холодильных агентов на конструктивные показатели холодильных машин и компрессоров	193
Условные обозначения	80	Физико-химические свойства и токсичность холодильных агентов	195
<i>Список использованной литературы</i>		Электрические свойства	195
Глава 2. Винтовые холодильные компрессоры (А. В. Быков, Г. А. Канышев)	82	Химические свойства	196
Общие сведения	82	Области применения холодильных агентов	197
Основы теории и расчета	84	Условные обозначения	201
Геометрические характеристики	84	<i>Список использованной литературы</i>	202
Объемная производительность	92	Глава 6. Масла для холодильных компрессоров и машин (В. И. Сапронов)	205
Коэффициент подачи винтового маслозаполненного компрессора	96		
Энергетические характеристики винтовых компрессоров	100		
Количество подаваемого масла	105		
Термодинамические циклы	106		
Влияние изменения геометрической степени сжатия на эффективность винтового компрессора	108		
Конструкции, схемы и характеристики компрессоров и компрессорных агрегатов	109		
Холодильные масла	129		
Условные обозначения	130		

Общие сведения	205	Показатели надежности	263
Основные свойства	205	Внесение показателей надежности в техническую документацию	266
Специфические характеристики	217	Методы оценки показателей надеж- ности	268
Испытания масел	231	Общие положения	268
Применение холодильных масел	232	Расчетный метод оценки показателей надежности	268
Влияние растворимости масел в холо- дильных агентах на работу холодиль- ных машин	236	Расчетно-экспериментальный метод оценки показателей надежности	270
Теплообмен в аппаратах	237	Методы оптимизации периодичности ремонтов и технического обслуживания холодильного оборудования в процессе эксплуатации. Принципы технического обслуживания и ремонта	271
Смеси масел	241	Порядок расчета структуры ремонтно- го цикла	275
Моторесурс использования масла без замены	242	Характеристики надежности холодиль- ных машин	276
Условные обозначения	243	Характеристика износостойкости и дол- говечности холодильных компрессоров	276
Список использованной литературы	244	Характеристика безотказности холо- дильных машин	283
		Характеристика ремонтпригодности холодильных машин	283
		Эксплуатационные нормативы	287
		Структура ремонтных циклов и опти- мальные сроки службы холодильного оборудования	288
		Трудоемкость ремонтных работ и нормы расхода вспомогательных ма- териалов	289
		Нормы расхода запасных частей	289
		Нормативы численности рабочих хо- лодильных установок	294
		Пути повышения надежности холо- дильных машин	297
		Условные обозначения	299
		Список использованной литературы	300
 Г л а в а 7. Электропривод (Е. С. Пи- тонов, В. С. Щербаков)	 246		
Общие сведения	246		
Асинхронные электродвигатели трех- фазного тока с короткозамкнутым ротором	247		
Асинхронные электродвигатели с фа- зовым ротором	250		
Синхронные электродвигатели	251		
Электродвигатели постоянного тока	251		
Выбор электродвигателя	256		
Управление электродвигателями	258		
Защита электродвигателей	259		
Условные обозначения	259		
Список использованной литературы			
 Г л а в а 8. Надежность холодильных компрессоров и машин (Э. М. Бежани- швили, В. И. Смыслов, А. В. Таланов)	 260		
Общие понятия	260		
Основные определения, свойства из- делий	260		

Справочное издание

ИБ № 6537

**БЫКОВ АЛЕКСАНДР ВАСИЛЬЕВИЧ,
КАЛНИНЬ ИГОРЬ МАРТЫНОВИЧ,
БЕЖАНИШВИЛИ ЭДУАРД МИХАЙЛОВИЧ
И ДР.**

Сдано в набор 19.02.91. Подписано в печать 18.06.92. Формат 70×100¹/₁₆. Бумага кн.-журн. Печать офсетная. Усл. печ. л. 24,70. Усл. кр.-отт. 24,86. Уч.-изд. л. 29,36. Изд. № 499. Тираж 3000. Зак. 498. «С» № 167.

ХОЛОДИЛЬНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

СПРАВОЧНИК

Заведующий редакцией *Б. Ф. Дубинин*

Редактор *Г. А. Гусева*

Художник *Е. А. Севрюгин*

Художественный редактор *Т. И. Мельникова*

Технический редактор *Н. В. Суржева*

Корректор *В. И. Хомутова*

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Колос», 107807, ГСП-6, Москва, Б-58, ул. Садовая-Спаская, 18.

Диапозитивы изготовлены в Ярославском полиграфкомбинате Министерства печати и информации Российской Федерации. 150049, Ярославль, ул. Свободы, 97.

Отпечатано в Московской типографии № 4 Министерства печати и информации Российской Федерации.

129041, г. Москва, Б. Переяславская, 46.

Зак. 1968

НАСТОЯЩИЙ СПРАВОЧНИК СОДЕРЖИТ СВЕДЕНИЯ О ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРАХ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В НАСТОЯЩЕЕ ВРЕМЯ В ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ: ПОРШНЕВЫХ, ВИНТОВЫХ, ЦЕНТРОБЕЖНЫХ, РОТАЦИОННЫХ, А ТАКЖЕ ОБ ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ КОМПРЕССОРОВ. ИЗЛОЖЕНЫ ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА КОМПРЕССОРОВ, ОПИСАНЫ РАБОЧИЕ СХЕМЫ, КОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРОВ В ЦЕЛОМ, А ТАКЖЕ ИХ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ; ПРИВЕДЕНЫ ВАЖНЕЙШИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ. В СПРАВОЧНИК ВКЛЮЧЕНЫ ДАННЫЕ О КОНСТРУКТИВНО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВАХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ И О СМАЗОЧНЫХ МАСЛАХ, ИСПОЛЪЗУЕМЫХ В ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРАХ; УКАЗАНЫ ОБЛАСТИ ОПТИМАЛЬНОГО ИСПОЛЪЗОВАНИЯ РАБОЧИХ ВЕЩЕСТВ. РАССМОТРЕНЫ ВОПРОСЫ НАДЕЖНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН, ОБУСЛОВЛЕННОЙ В ЗНАЧИТЕЛЬНОЙ МЕРЕ НАДЕЖНОСТЬЮ КОМПРЕССОРОВ.

МАТЕРИАЛ, ВКЛЮЧЕННЫЙ В СПРАВОЧНИК, ПРЕДНАЗНАЧЕН В ОСНОВНОМ ДЛЯ ПРАКТИЧЕСКОГО ИСПОЛЪЗОВАНИЯ ШИРОКИМ КРУГОМ СПЕЦИАЛИСТОВ, РАБОТАЮЩИХ В ОБЛАСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ, ПРОИЗВОДСТВА И ЭКСПЛУАТАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ.

