

Хладагенты и хладоносители



Холодильный агент (рабочее тело) - вещество, без которого невозможен какой-либо термодинамический цикл или процесс. Рабочие вещества, циркулирующие в холодильной машине называются холодильными агентами.

При нормативном атмосферном давлении 0,1 МПа холодильный агент должен иметь достаточно низкую температуру кипения, чтобы при работе холодильной машины не было разрежения в испарителе. Например, для аммиака NH_3 температура кипения при давлении 0,1 МПа составляет 33,4 °С.





Вода применяется чаще всего в установках кондиционирования воздуха, где обычно температура теплоносителя больше нуля. В качестве холодильного агента **воду используют в установках абсорбционного и эжекторного типов.**

Аммиак имеет малый удельный объем при температуре кипения $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$, большую теплоту парообразования, слабую растворимость в масле и другие преимущества. **Его применяют в поршневых компрессионных и абсорбционных установках.** К недостаткам аммиака следует отнести ядовитость, горючесть, взрывоопасность при концентрациях в воздухе 16-26,8%.

Хладоны (фреоны) химически инертны, мало- или невзрывоопасны. Хладоны - производные предельных углеводородов, получаемые путем замены атомов водорода в насыщенном углеводороде $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ атомами фтора, хлора, брома ($\text{C}_n\text{H}_x\text{Cl}_z\text{F}_y\text{Br}_u$).

Число молекул отдельных составляющих, входящих в химические соединения хладонов, связаны зависимостью

$$x + y + z + u = 2n + 2.$$

Одним из первых холодильных агентов была **вода**.

В первой
холодильной машине в качестве хладагента применялся

этиловый эфир (1834 год),

затем стали применять **аммиак** (1874 год),

хлористый метил (1878 год),

углекислоту (1881 год)

и **сернистый ангидрид** (1884 год).

Наибольшее распространение из первых хладагентов в современных условиях получил **аммиак**. Начиная с 30 годов XX столетия стали применять большую группу новых хладагентов – **фреонов**.

В качестве рабочих тел могут использоваться **азеотропные смеси**, составляемые из двух холодильных агентов.

Например, азеотропную смесь, состоящую из 48,8% R22 по массе и 51,2% R115 (C_2F_5Cl), называют хладоном R502, его температура кипения при давлении 0,1 МПа $-45,6^{\circ}C$. Хладоном R502 можно обозначить R22/R115 (48,8/51,2).

Обозначения хладагентов.



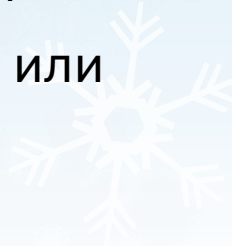
Международным стандартом принято краткое обозначение всех холодильных агентов, состоящее из символа **R (Refrigerant — хладагент)** и определяющей цифры.



Любой холодильный агент обозначается символами RN, где R - символ, указывающий на вид холодильного агента, N - номер хладона или присвоенный номер для других холодильных агентов.



Например, **фреон-12** имеет обозначение **R12**. Поэтому на сегодня все холодильные агенты принято обозначать в международной символике, и называть иностранным словом **Freon - фреон** или отечественным аналогом этого слова — **хладон**.



Цифрами, начиная с **500**, условно обозначают азеотропные смеси, процентный состав которых в процессе кипения и конденсации практически не изменяется.

Азеотропная смесь представляет собой нераздельно кипящую композицию чистых веществ, перегоняющую без разделения на фракции и без изменения температуры кипения.

Азеотропными называются смеси, состоящие из двух и более компонентов (хладонов), которые кипят и конденсируются при постоянной температуре как однородные вещества.

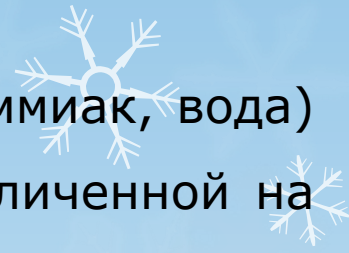
Неазеотропные смеси характеризуются разделением равновесных концентраций компонентов в жидкой и газовой фазах. Кипение и конденсация неазеотропных смесей происходит при переменных температурах.

Неазеотропные смеси применяют для увеличения холодопроизводительности, снижения температур конца сжатия, расширения диапазона применения по температурам кипения и конденсации.

Неазеотропные смеси широко применяются в герметичных компрессорах, их использование позволяет повысить надежность работы холодильного агрегата и снизить энергопотребление.

Примером неазеотропной смеси может служить смесь хладагентов R502 и R113 в соотношении соответственно 85 и 15%.

Холодильным агентам неорганического происхождения (аммиак, вода) присваивают номера, равные их молекулярной массе увеличенной на **700**.



Цифры расшифровываются в зависимости от химической формулы. Вначале указывается цифра, обозначающая:

1 — метановый ряд; 11 — этановый ряд; 21 — пропановый ряд; 31 — бутановый ряд; затем цифра, равная числу фтора.

К числу атомов водорода, если они есть, прибавляют к числу атомов первой (у производных метана) или ко второй (у производных других рядов).

Например:

1 - CH₄ метан; 11 - C₂H₆ этан; 21 - C₃H₈ пропан; 31 - C₄H₁₀ бутан.

Справа указывают число атомов фтора в хладоне: CFCl₃ – R11, CF₂Cl₂ - R12, C₃F₄Cl₄ - R214, CCl₄ - R10, трифтортрихлорэтан C₂F₂Cl₃ - R113. При наличии в хладоне незамещенных атомов водорода их число добавляют к числу десятков номера: CHFCl₂ - R21, CHF₂Cl - R22. Если в состав хладона входят атомы брома, после основного номера пишут букву B, а за ней число атомов брома: CF₂Br₂- R12B2.

Холодильный агент должен обладать определенными **теплофизическими и физико-химическими свойствами**, от которых зависят конструкция холодильной машины и расход энергии.

$\mu, \lambda, \rho, \gamma$

растворимость холодильных агентов в смазочных маслах и воде, инертность к металлам, взрывоопасность и воспламеняемость.

Например в случае **неограниченной** растворимости (R11, R12, R21, R40.) для смеси хладона и масла требуется поддержание более низкого давления кипения, поэтому на сжатие пара затрачивается излишняя работа.

Бóльшим значениям λ, ρ, γ и малой вязкости соответствуют бóльшие значения коэффициентов теплоотдачи

На гидравлическое сопротивление при циркуляции холодильного агента в системе влияют μ и ρ :

чем они больше, тем больше сопротивление. Количество циркулирующего в системе холодильного агента уменьшается с ростом теплоты парообразования.

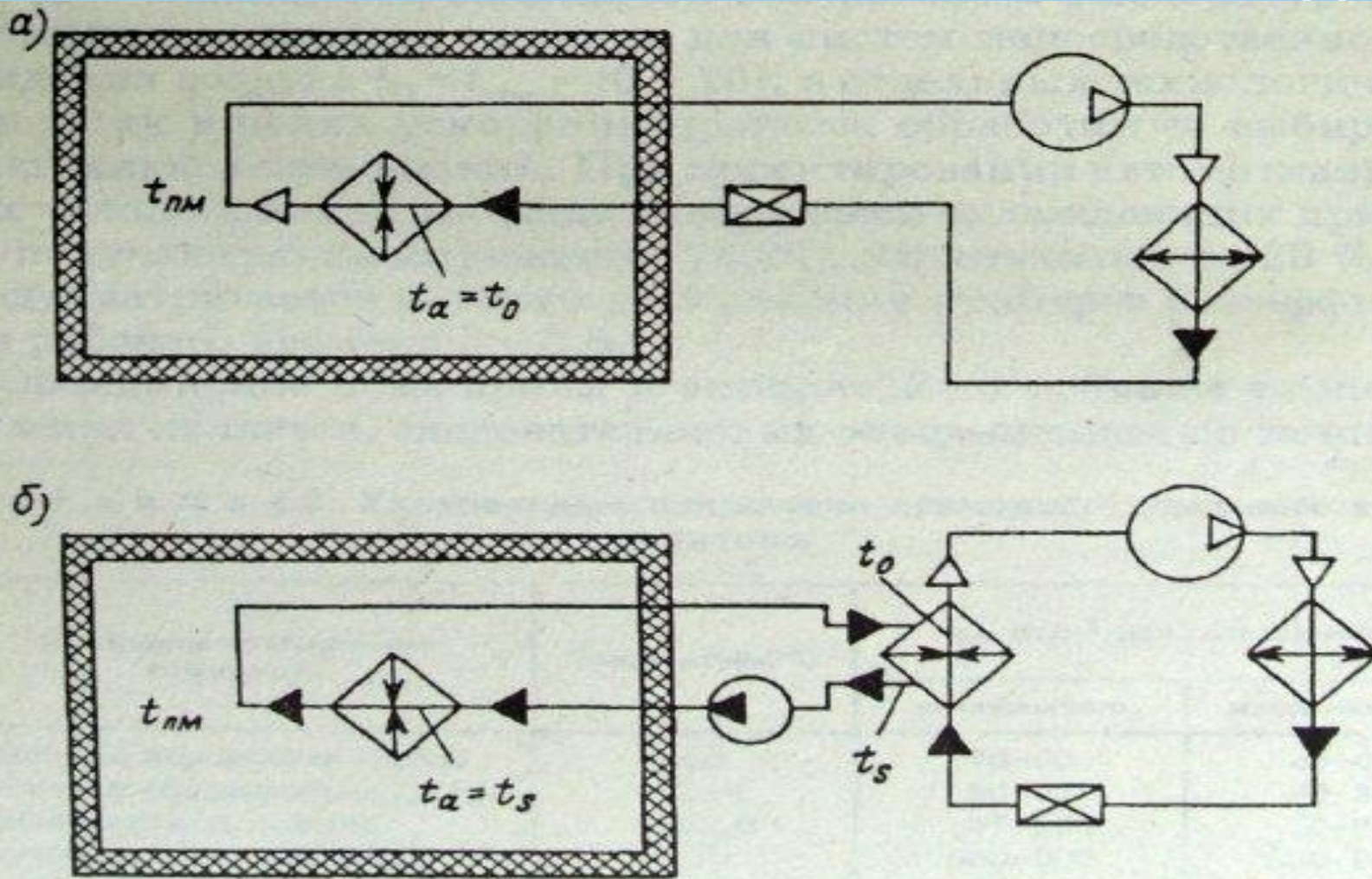


Рис. 5.1. Способы охлаждения помещений: а — непосредственное; б — косвенное

Хладоносители. Хладоносители являются промежуточным веществом между источником холода и объектом охлаждения. Они подразделяются на жидкие и твердые.

К **жидким хладоносителям** относятся водные растворы солей - рассолы и однокомпонентные вещества, замерзающие при низких температурах (этиленгликоль, кремнийорганическая жидкость). Применяют водные растворы солей NaCl , MgCl_2 , CaCl_2 , температура замерзания которых до известного предела (состояния криогидратной точки) зависит от концентрации рассола.

Твердые хладоносители - это эвтектический лед, образующийся при криогидратной температуре, представляющий собой смесь льда и соли и имеющий постоянную температуру плавления.

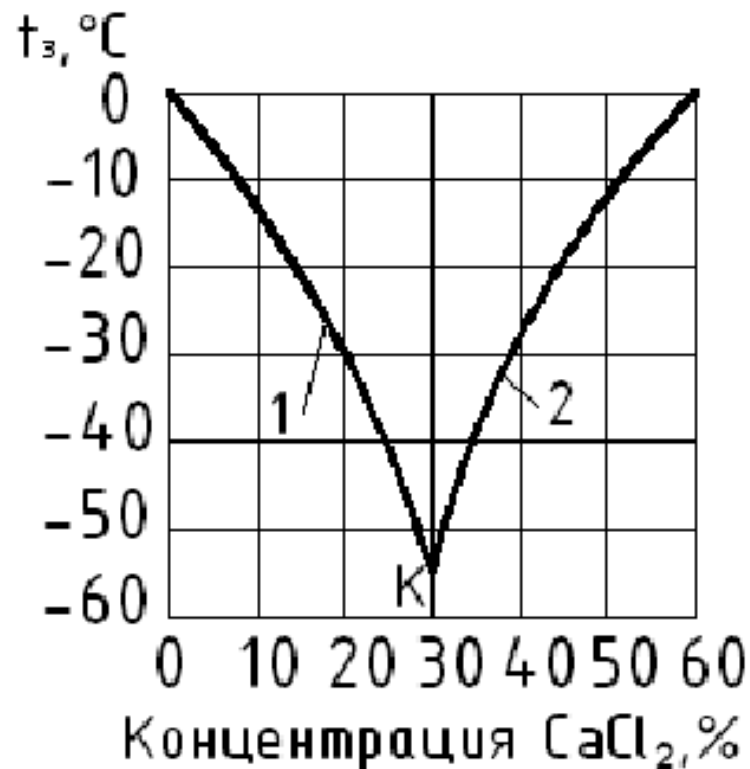


Диаграмма температур затвердевания растворов

Но концентрация рассола и не должна быть низкой для предотвращения замерзания его в испарителе, поэтому принимают температуру замерзания рассола t_z ниже температуры испарения хладагента t_0 на 5...8 °С, т. е

$$t_z = t_0 - (5 \div 8)$$

Рабочие вещества, предназначенные для ХМ, должны отвечать следующим основным требованиям:

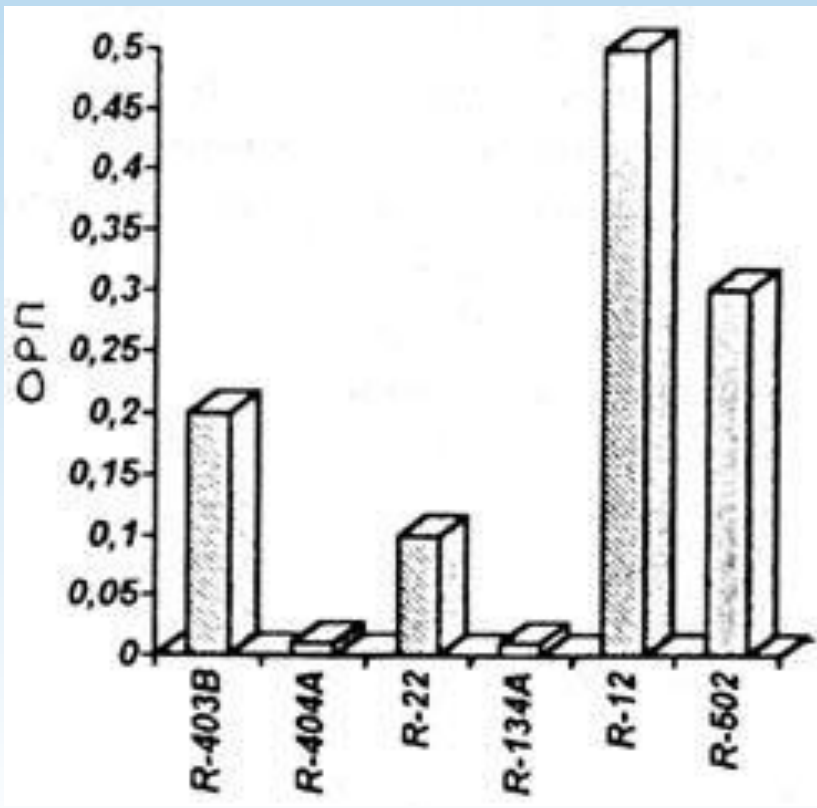
- * обладать химической стабильностью и инертностью к основным конструкционным материалам и смазочным маслам;
- * иметь допустимые значения рабочих давлений, разности и отношения давлений нагнетания и всасывания;
- * не оказывать отрицательных воздействий на окружающую среду и человека;
- * быть негорючими и взрывобезопасными;
- * иметь высокую степень термодинамического совершенства, большую объемную холодопроизводительность;
- * обладать благоприятным сочетанием теплофизических свойств, влияющих на массу и габариты теплообменной аппаратуры;
- * выпускаться промышленностью и иметь относительно низкую стоимость.



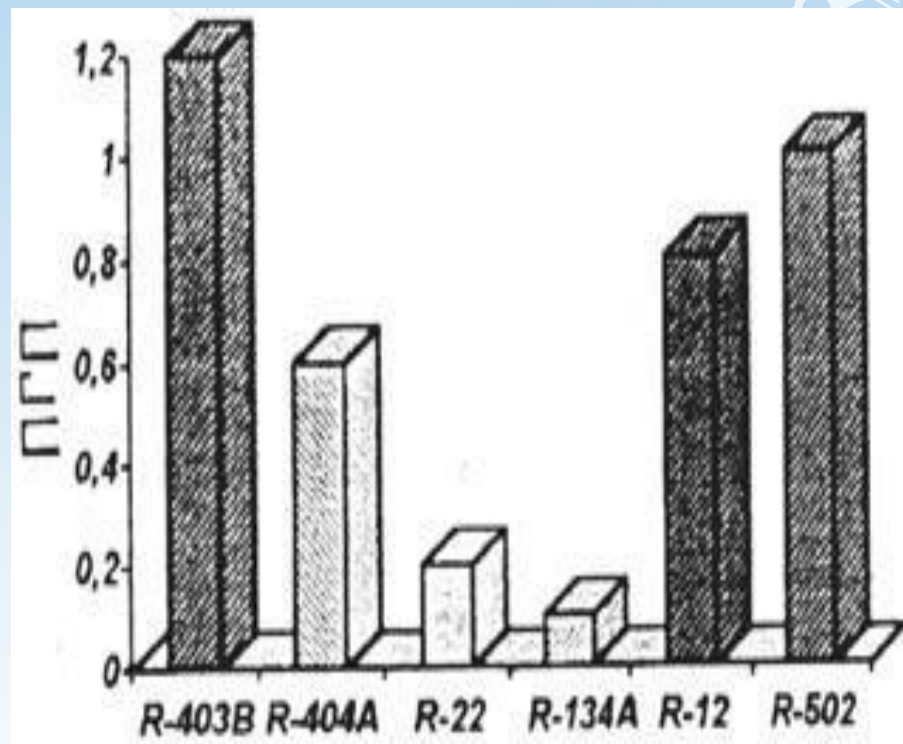
Хлорсодержащие хладагенты, достигая стратосферы разлагаются там ультрафиолетовыми лучами и высвобождают хлор, быстро реагирующий с озоном, разрушая таким образом озоновый слой

Способность хлорсодержащих хладагентов вызывать этот процесс называется *озоноразрушающим потенциалом - ОРП*

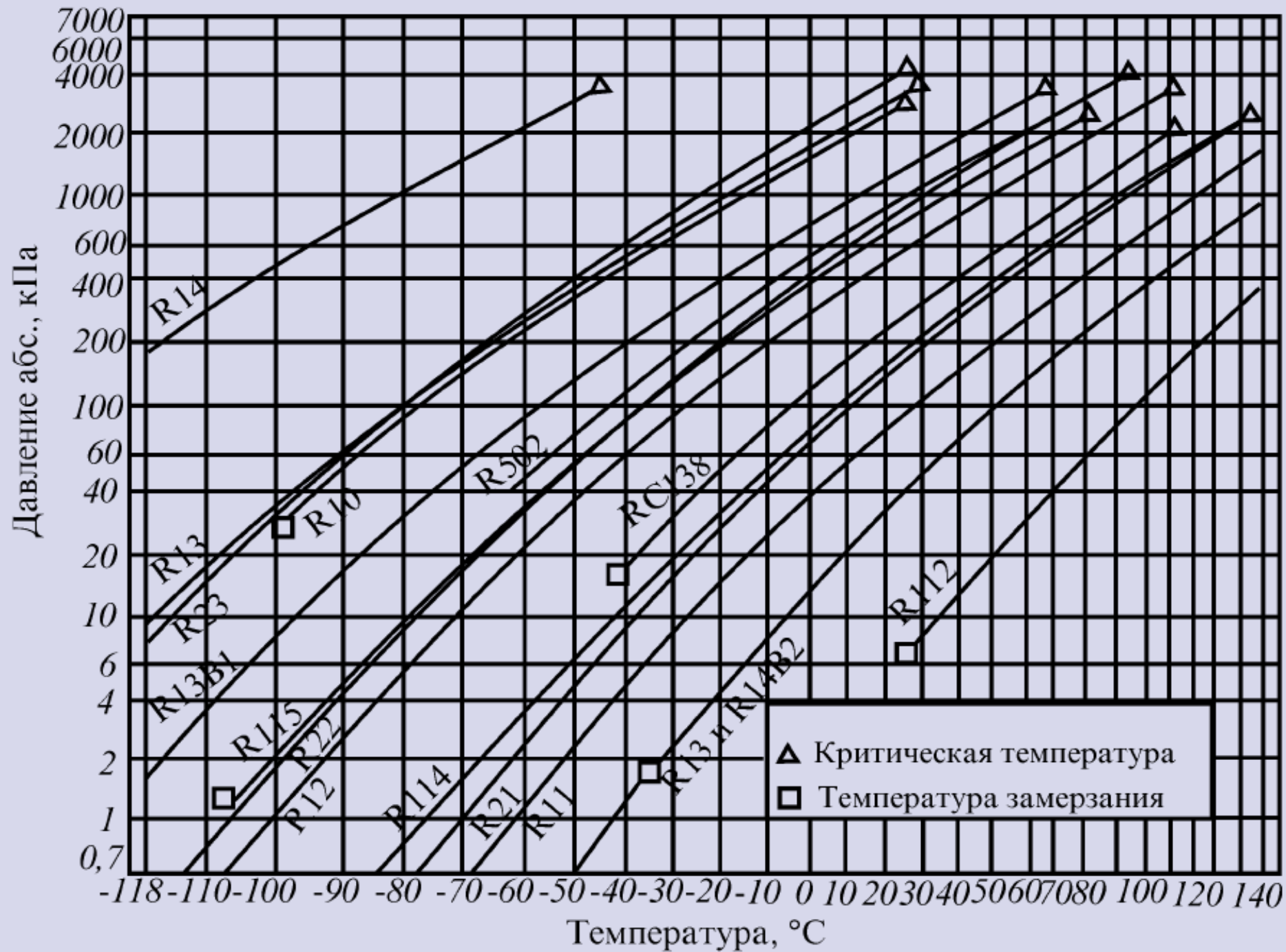
Способность различных веществ вызывать процессы глобального потепления называется *потенциалом глобального потепления — ПГП* (рис 3.3)



Озоноразрушающий потенциал



Потенциал глобального потепления



Тип хладагента	Давление конденсации при 30 °С, МПа	Нормальная температура кипения при 98,1 кПа, °С
Высокого давления (низкотемпературные)	7—2	Ниже (-60)
Среднего давления (среднетемпературные)	2 — 0,3	(-60) ÷ (-10)
Низкого давления (высокотемпературные)	Менее 0,3	Выше (-10)


№ п/п	Химическое наименование	Обозна чение	Химич еская форму ла	Темпе ратура кипен ия $t_{s'}$ °C	Критич еская темпер атура $t_{кр'}$ °C	Критич еское давлен ие $P_{кр'}$ МПа	Показ атель адиаб аты k
1	Вода	R718	H ₂ O	100	374,15	22,6	1,33
	Воздух	R729	-	-194,4	140,7	3,76	1,4
	Аммиак	R717	NH ₃	-33,35	132,4	11,5	1,31
	Диоксид углерода	R744	CO ₂	-78,3 (субл.)	31,2	7,5	1,32
	Фреон-11	R11	CFCl ₂	23,7	198,0	4,5	1,13
	Фреон-12	R12	CF ₂ Cl ₂	-29,8	112,04	4,2	1,14
	Фреон-13	R13	CF ₃ Cl	-81,5	28,78	3,9	-
	Фреон-22	R22	CHF ₂ Cl	-40,8	96,0	5,0	1,16
	Фреон-134а	R134а	C ₂ H ₂ F ₄	-26,5	100,6	4,056	-
	Пропан	R290	C ₃ H ₈	-42,1	96,8	4,3	1,14
	Этилен	R1150	C ₂ H ₄	-103,9	9,5	5,2	1,24

Аппараты парожидкостных холодильных машин


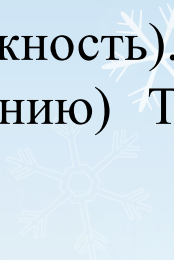


По назначению все аппараты холодильных машин можно разделить на две группы: основные и вспомогательные.

Основные (теплообменные) - это конденсаторы, испарители, конденсаторы-испарители - являются обязательными элементами холодильных машин и определяют принцип ее работы.



Вспомогательные аппараты - не являются принципиально обязательными. Они улучшают эксплуатационные качества ХМ (экономичность, надежность). К ним можно отнести переохладители, регенеративные (по назначению) ТО, промежуточные сосуды и др.



Классификация компрессоров

По конструктивному исполнению различают компрессы поршневые, ротационные, центробежные, или турбокомпрессоры, и винтовые.

В зависимости от применяемого холодильного агента компрессоры бывают аммиачные, фреоновые, углекислотные др. В настоящее время промышленность переходит к выпуску унифицированных холодильных компрессоров, которые могут работать на различных холодильных агентах.

По холодопроизводительности при стандартных условиях различают компрессоры мелкие, малые, средние, крупные. По числу ступеней сжатия различают одно-, двух- и трехступенчатые компрессоры.

По степени герметичности компрессоры бывают открытые или сальниковые, бессальниковые полугерметичные (со встроенным двигателем и разъемным корпусом) и бессальниковые герметичные (со встроенным двигателем в запаянном кожухе).

Поршневые компрессоры классифицируют:

по направлению оси цилиндра — на горизонтальные, вертикальные, V-образные, W-образные, веерообразные, радиальные;

по направлению движения холодильного агента в цилиндре — на прямоточные (с движением пара в одном направлении) и непрямоточные (в которых пар изменяет свое направление в цилиндре компрессора);

по устройству кривошипно-шатунного механизма и числу полостей сжатия — на бескрейцкопфные простого действия (сжатие производится по одну сторону от поршня) и крейцкопфные двойного действия (сжатие: пара происходит по обе стороны поршня);

по количеству цилиндров – одно-, двух- и многоцилиндровые;

по конструктивному выполнению — на блок-картерные и с отдельным выполнением картера и цилиндров.

В зависимости от конструктивного исполнения современные холодильные компрессоры можно разделить на несколько типов: ротационные, винтовые, поршневые и центробежные. Кроме того, они могут быть герметичными и полугерметичными (бессальниковыми).

Компрессоры



В холодильной технике применяют следующие компрессоры:

- поршневые компрессоры с прямолинейно-поступательным движением поршней в цилиндрах;
- ротационные компрессоры с катящимися или вращающимися поршнями;
- центробежные и турбокомпрессоры,
- винтовые компрессоры.



По роду холодильного агента компрессоры могут быть аммиачные, фреоновые (фреон-12, фреон-22);

в зависимости от числа ступеней сжатия - одноступенчатые и многоступенчатые;



по холодопроизводительности при сравнительных стандартных условиях малые до 10000 Вт, средние до 60000 Вт, крупные свыше 60000 Вт



Компрессоры

Компрессоры объемного действия

Возвратно-поступательные

Поршневые

Мембранные

Роторные

Винтовые

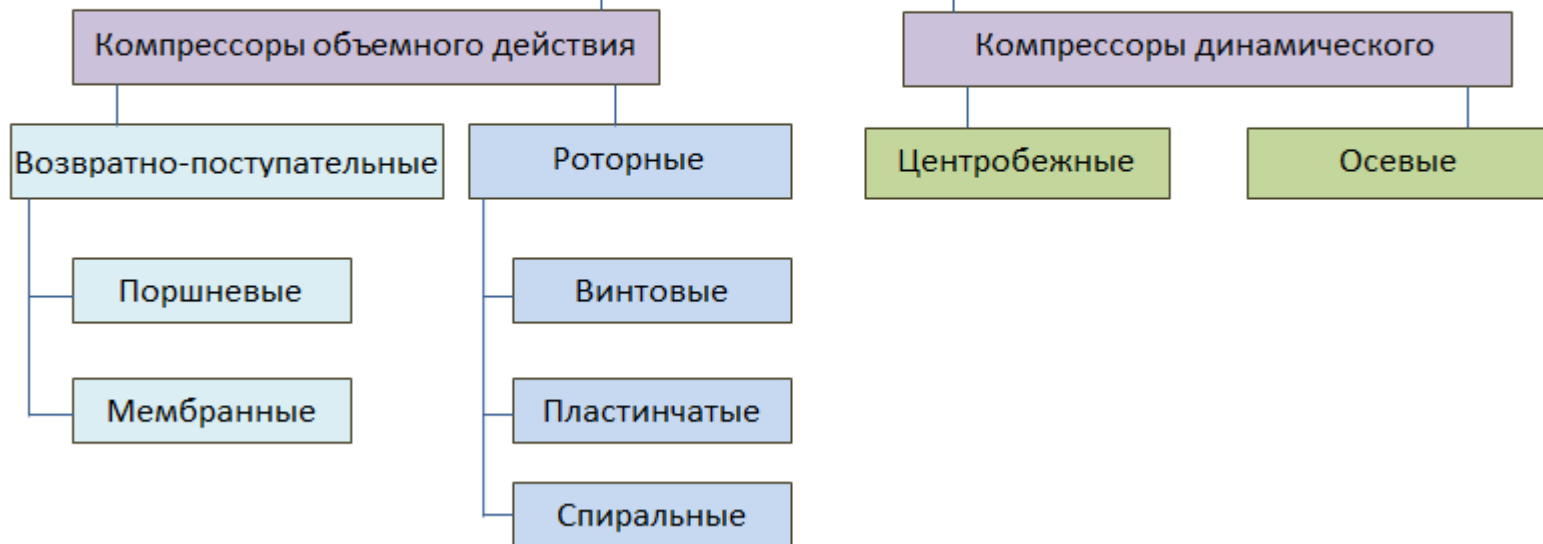
Пластинчатые

Спиральные

Компрессоры динамического

Центробежные

Осевые





Компрессоры

Объёмного действия

Динамического действия

Поршневые

Винтовые

Центробежные

Раздельные поршневые компрессоры с электродвигателем

Маслозаполненные компрессоры

Центробежные компрессоры с электродвигателем

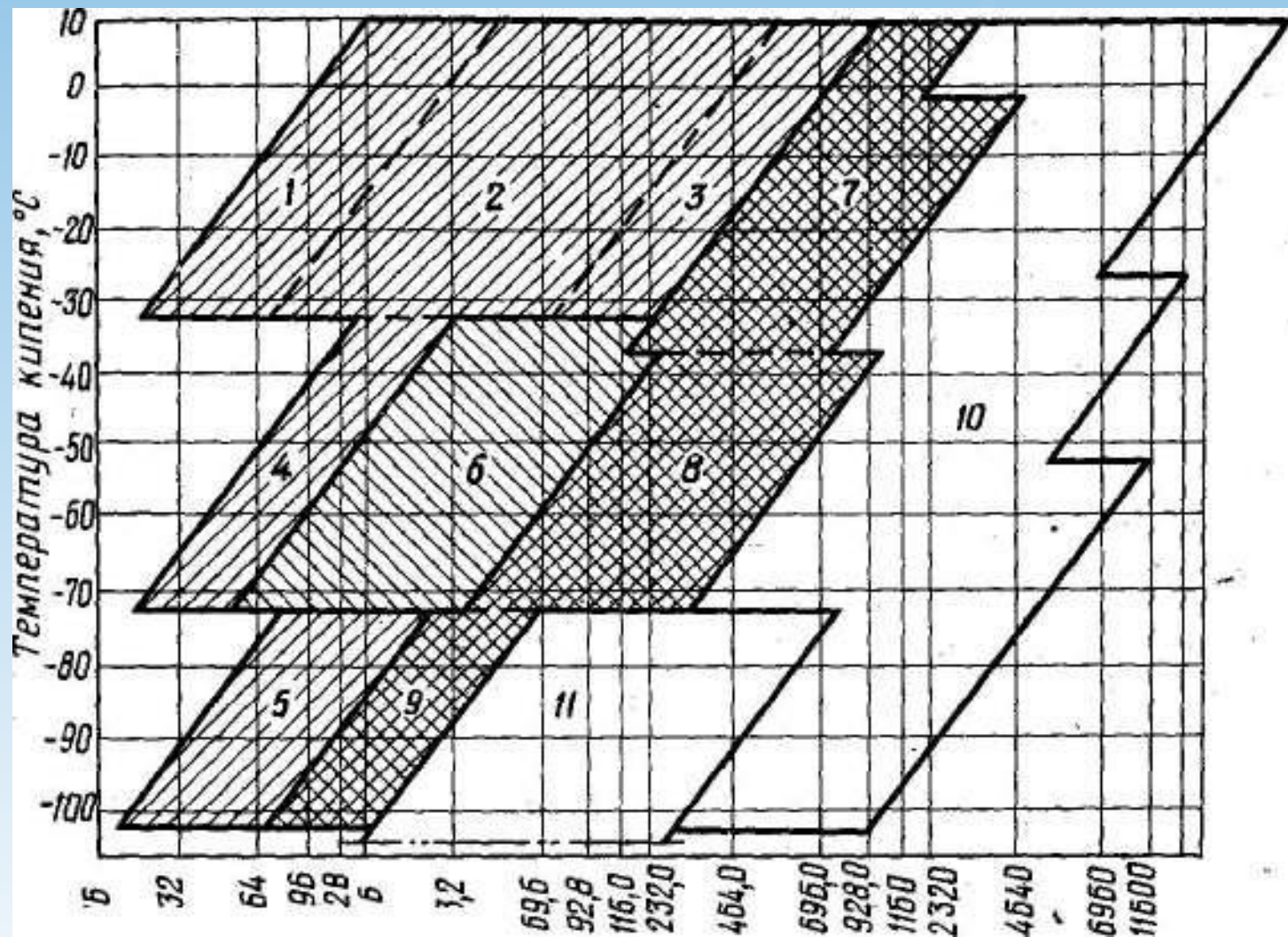
Раздельные поршневые компрессоры с газопоршневым двигателем

«Сухого хода» или с впрыскиванием охлаждающего агента

Газоперекачивающие агрегаты с приводом от ГТУ

Интегрированные мотор-компрессоры

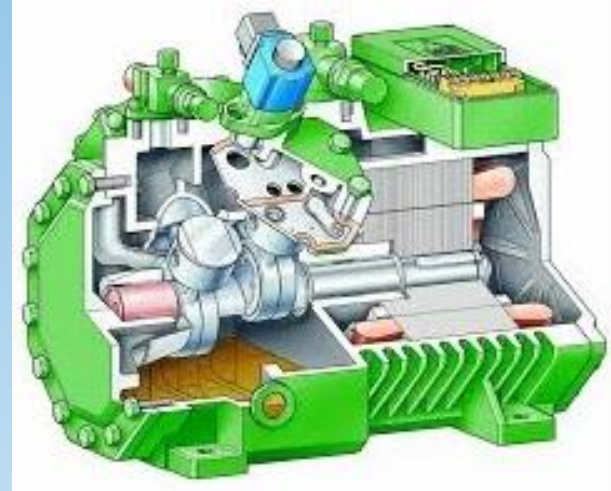
На рис. приведены области применения холодильных компрессоров различных типов



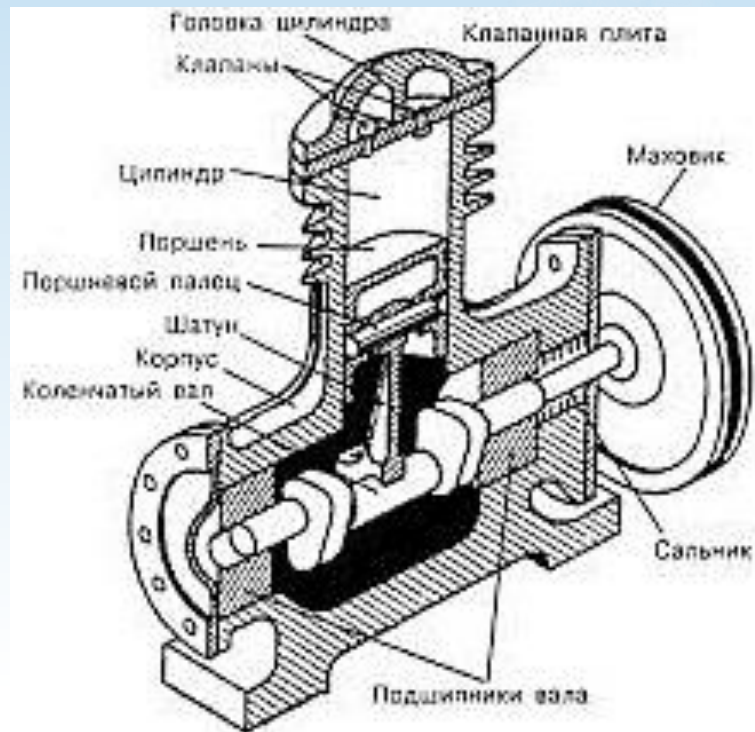
1 — поршневые герметичные; 2 — поршневые бессальниковые; 3 — поршневые сальниковые; 4 — поршневые поджимающие в двухступенчатых схемах; 5 — поршневые для низкой ступени каскадных машин; 6 — роторные поджимающие в двухступенчатых схемах; 7 — винтовые одноступенчатые; 8 — винтовые СНД в двухступенчатых схемах; 9 — винтовые для низкой ступени каскадных машин; 10 — центробежные; 11 — воздушные турбохолодильные.



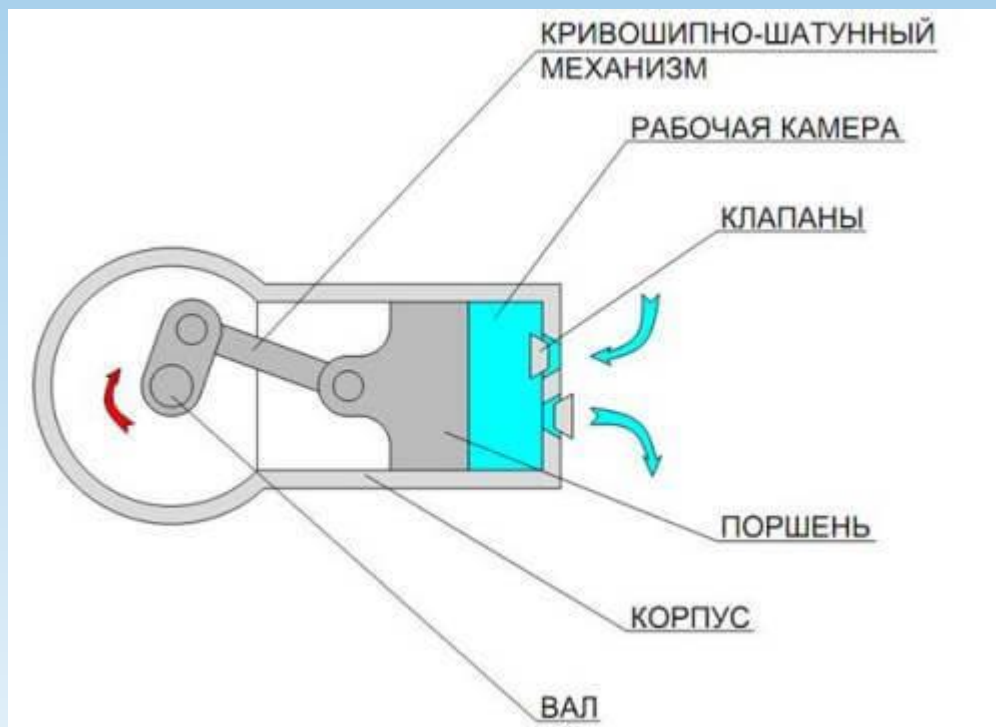
Промышленные холодильные агрегаты производства нашей компании оборудуются производительными и экономичными поршневыми и винтовыми компрессорами **Copeland, Bitzer, Maneurope и L'UniteHermetique.**



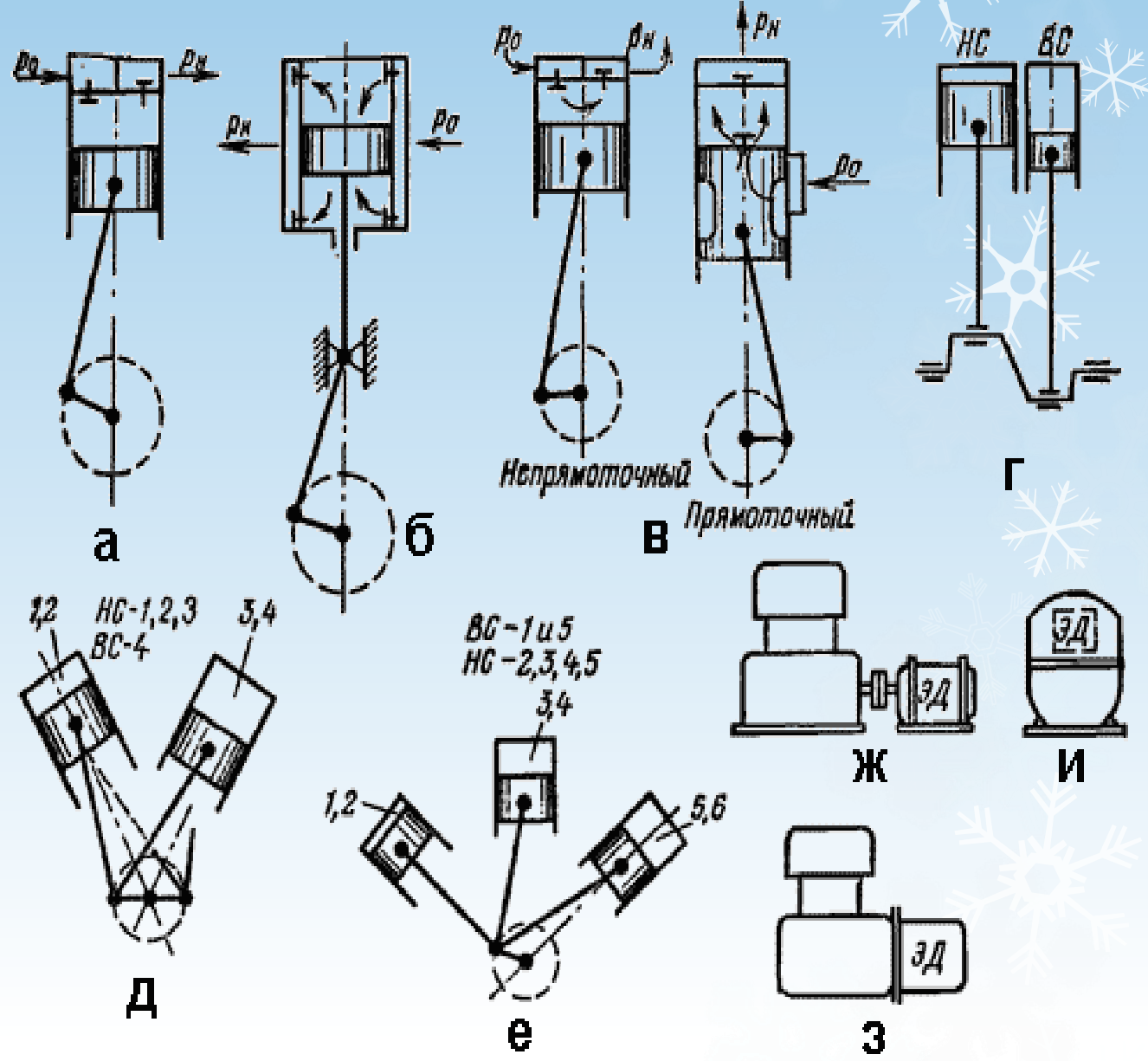
поршневые



Чертеж поршневого компрессора

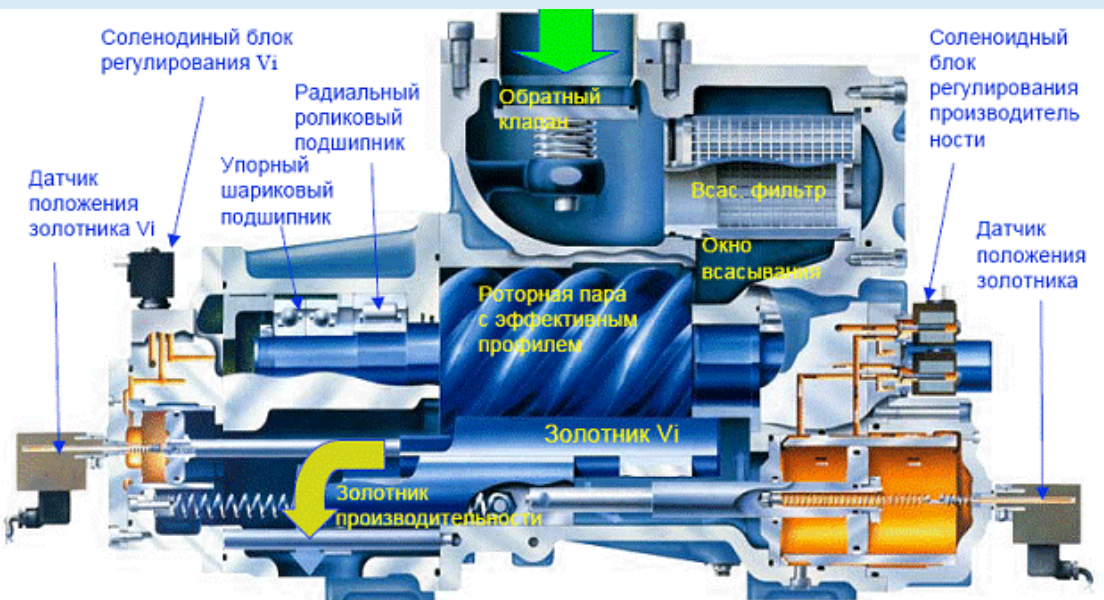
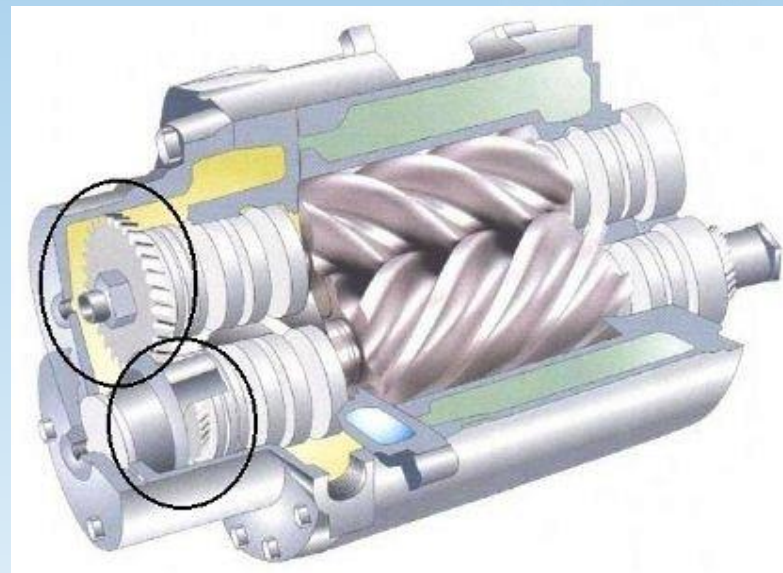
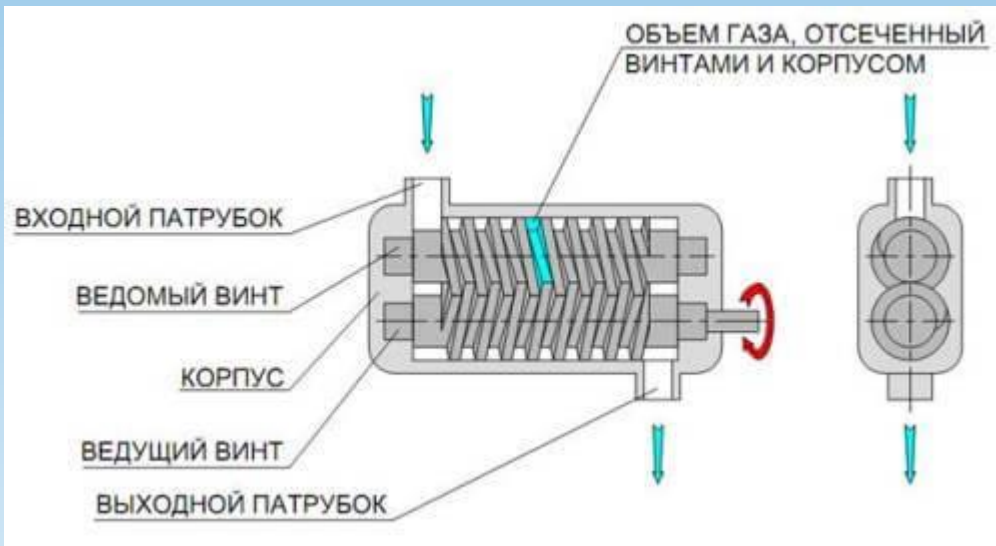


Схемы компрессоров: а - простого действия; б - двойного действия; в - прямого и непрямого; г - двухступенчатого с разными диаметрами цилиндров; д - V-образного двухступенчатого с одинаковыми цилиндрами и соотношением количества цилиндров 3 : 1 (три цилиндра работают на низкой ступени, один - на высокой); е - W-образный; ж - с сальниковым уплотнением; з - бессальниковый; и - герметичный.

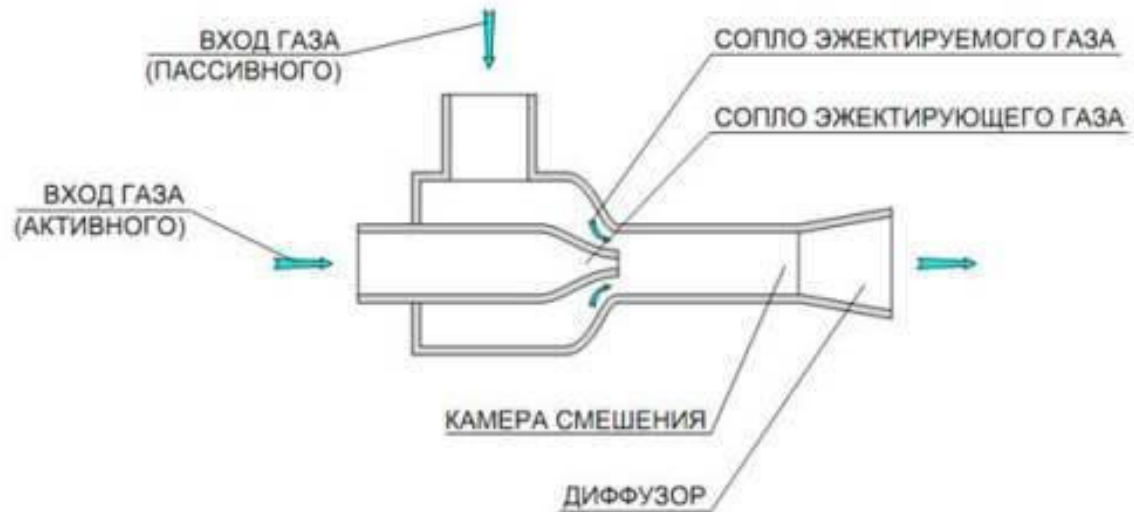
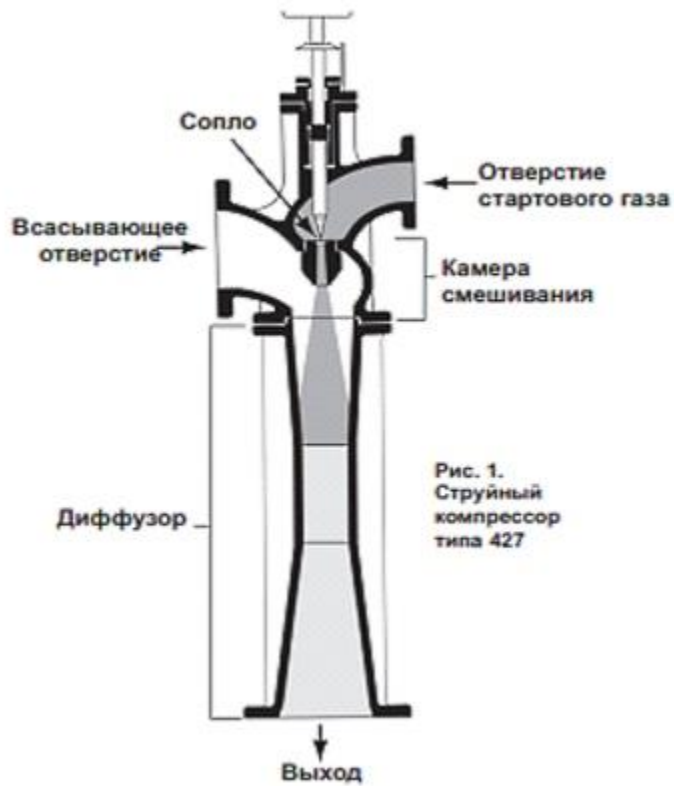


Винтовые компрессоры

Винтовой компрессор:
1 — роторы, 2 — зубчатые колеса



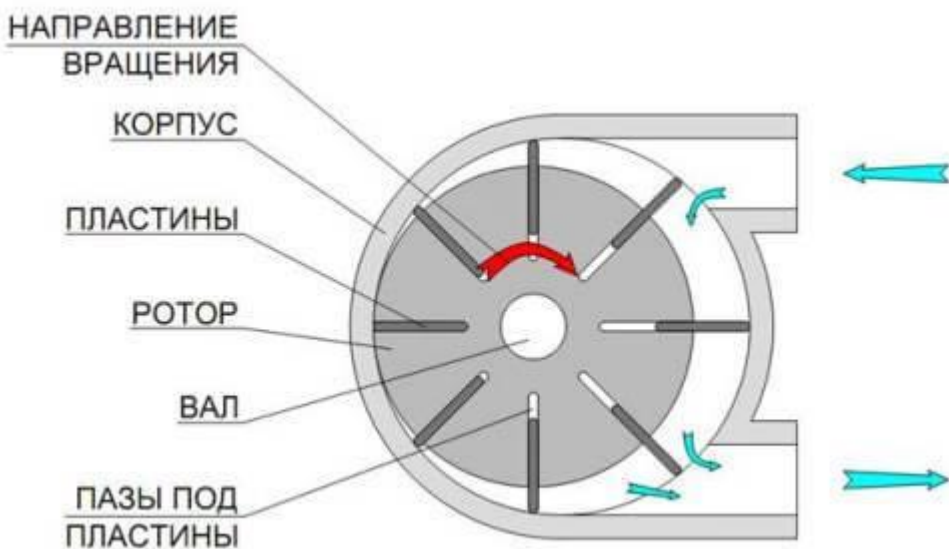
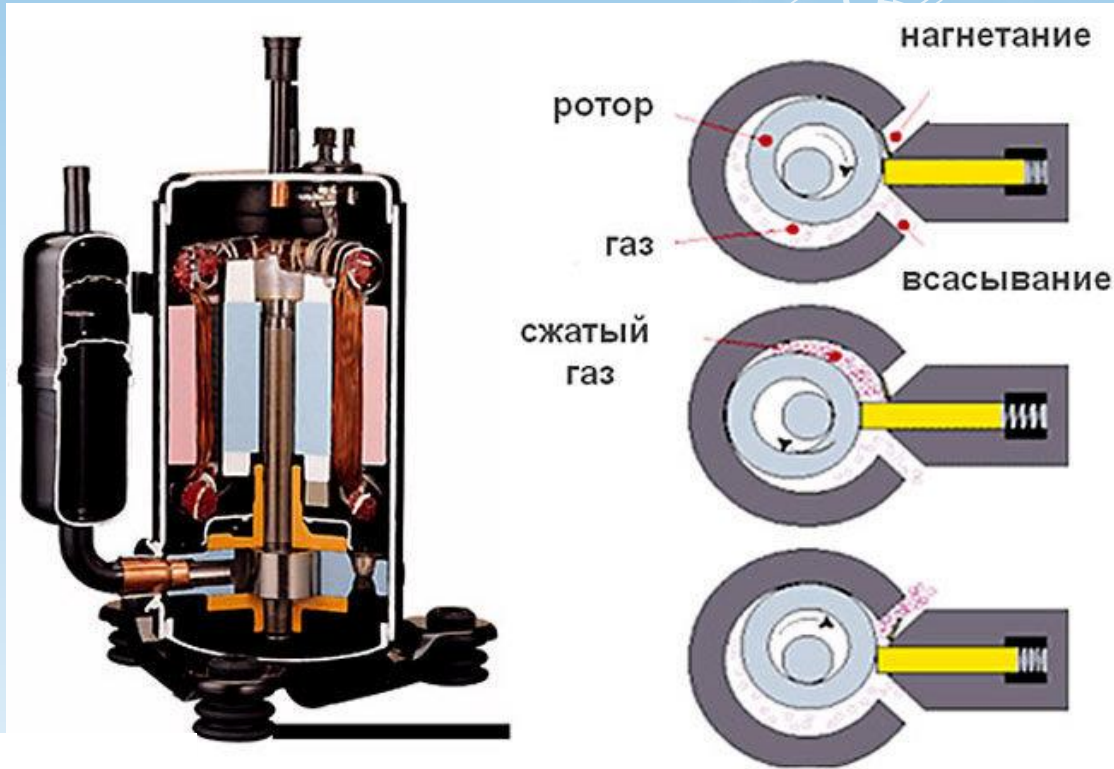
Струйные компрессоры



Типы компрессоров и их характеристика

Тип компрессора	Предельные параметры	Область применения
Поршневой	$VBC = 2-5 \text{ м}^3/\text{мин}$ $PH = 0,3-200 \text{ Мн}/\text{м}^2$ (лабораторно до $7000 \text{ Мн}/\text{м}^2$) $n = 60-1000 \text{ об}/\text{мин}$ N до 5500 кВт	Химическая промышленность, холодильные установки, питание пневматических систем, гаражное хозяйство.
Ротационный	$VBC = 0,5-300 \text{ м}^3/\text{мин}$ $PH = 0,3-1,5 \text{ Мн}/\text{м}^2$ $n = 300-3000 \text{ об}/\text{мин}$ N до 1100 кВт	Химическая промышленность, дутье в некоторых металлургических печах и др.
Центробежный	$VBC = 10-2000 \text{ м}^3/\text{мин}$ $PH = 0,2-1,2 \text{ Мн}/\text{м}^2$ $n = 1500-10000$ (до 30000) $\text{об}/\text{мин}$ N до 4400 кВт (для авиационных ? до десятков тысяч кВт)	Центральные компрессорные станции в металлургической, машиностроительной, горнорудной, нефтеперерабатывающей промышленности.
Осевой	$VBC = 100-20000 \text{ м}^3/\text{мин}$ $PH = 0,2-0,6 \text{ Мн}/\text{м}^2$ $n = 2500-20000 \text{ об}/\text{мин}$ N до 4400 кВт (для авиационных ? до 70000 кВт)	Доменные и сталелитейные заводы, наддув поршневых двигателей, газотурбинных установок, авиационных реактивных двигателей и др.

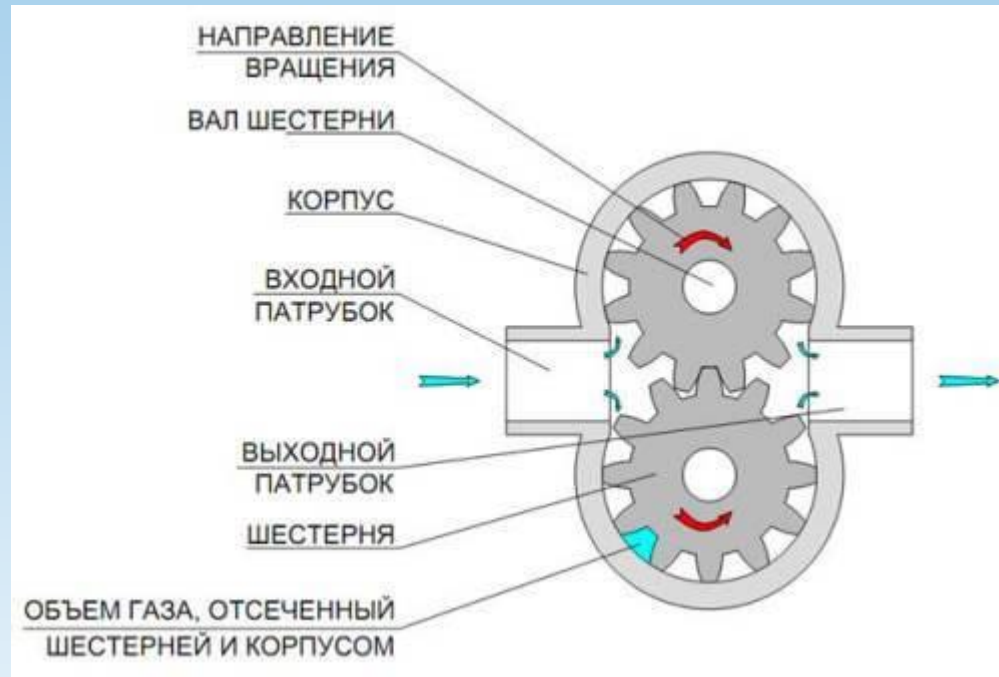
Ротационные компрессоры



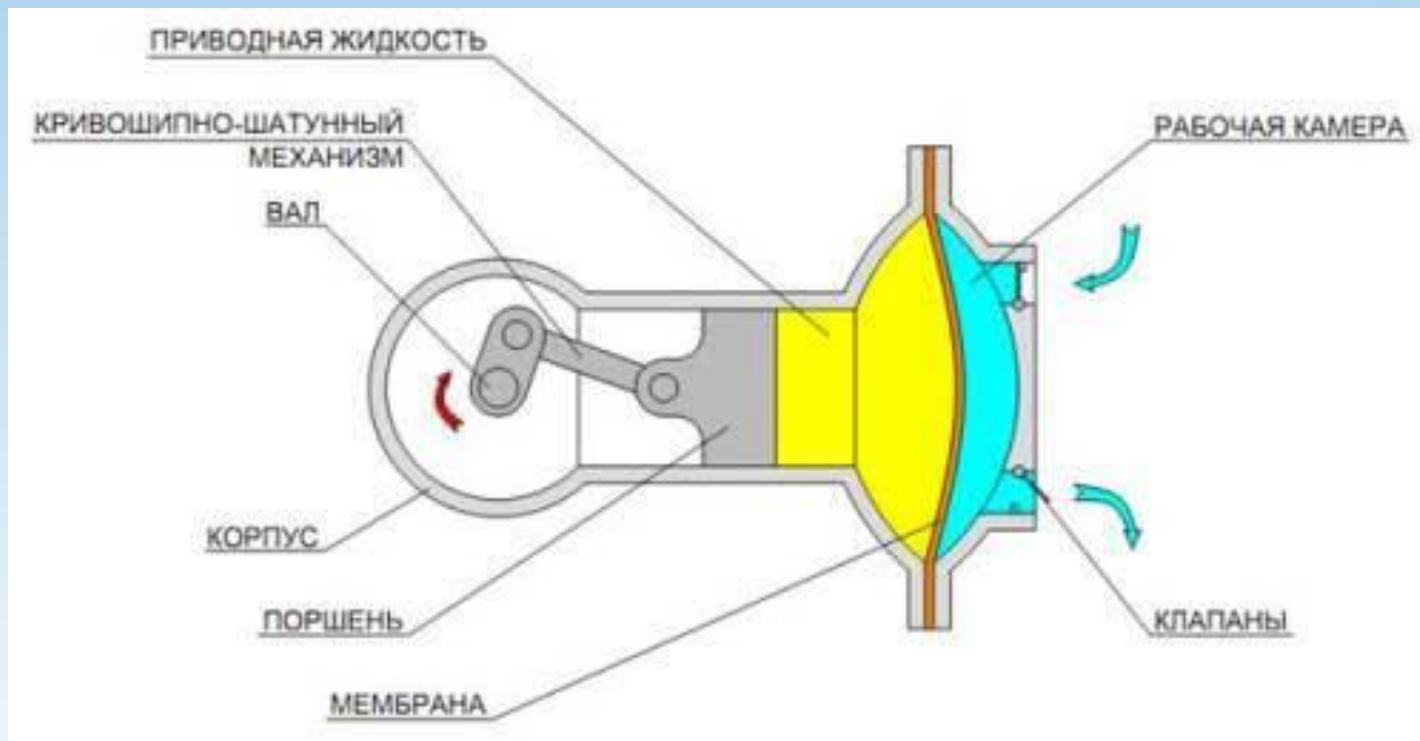
Чертеж роторно-пластинчатого компрессора



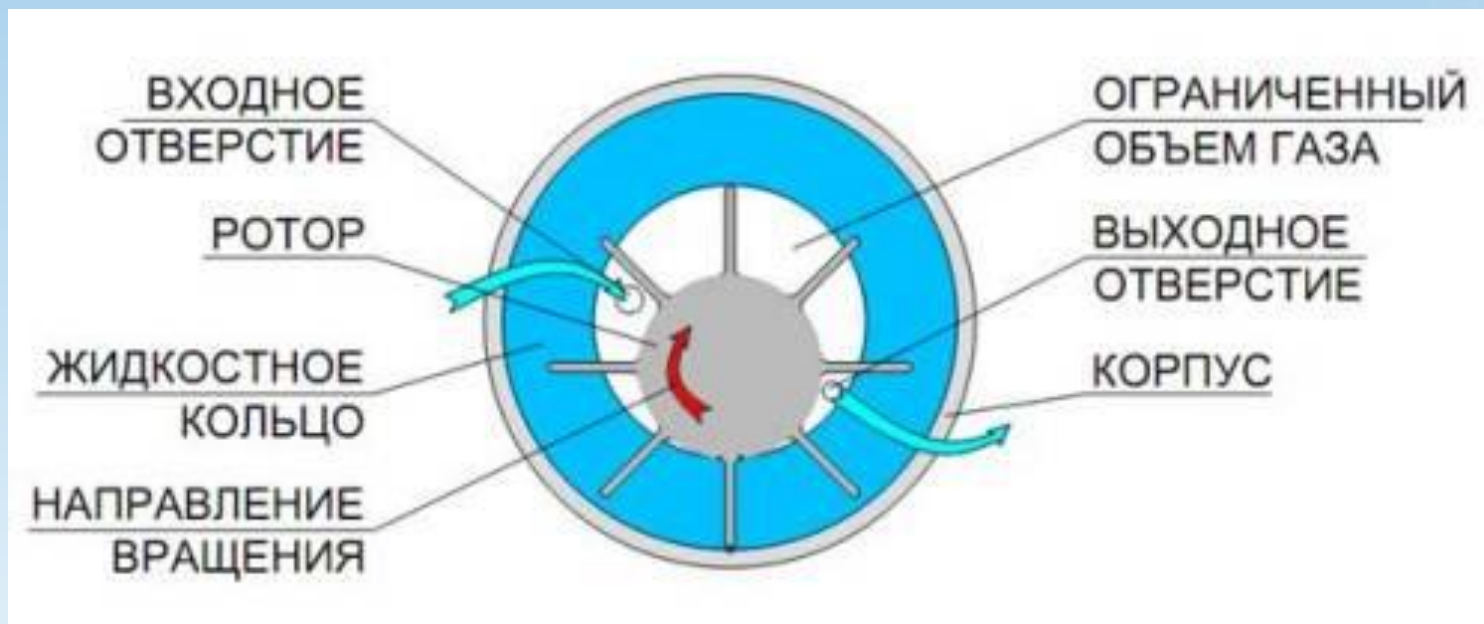
Чертеж шестеренатого компрессора



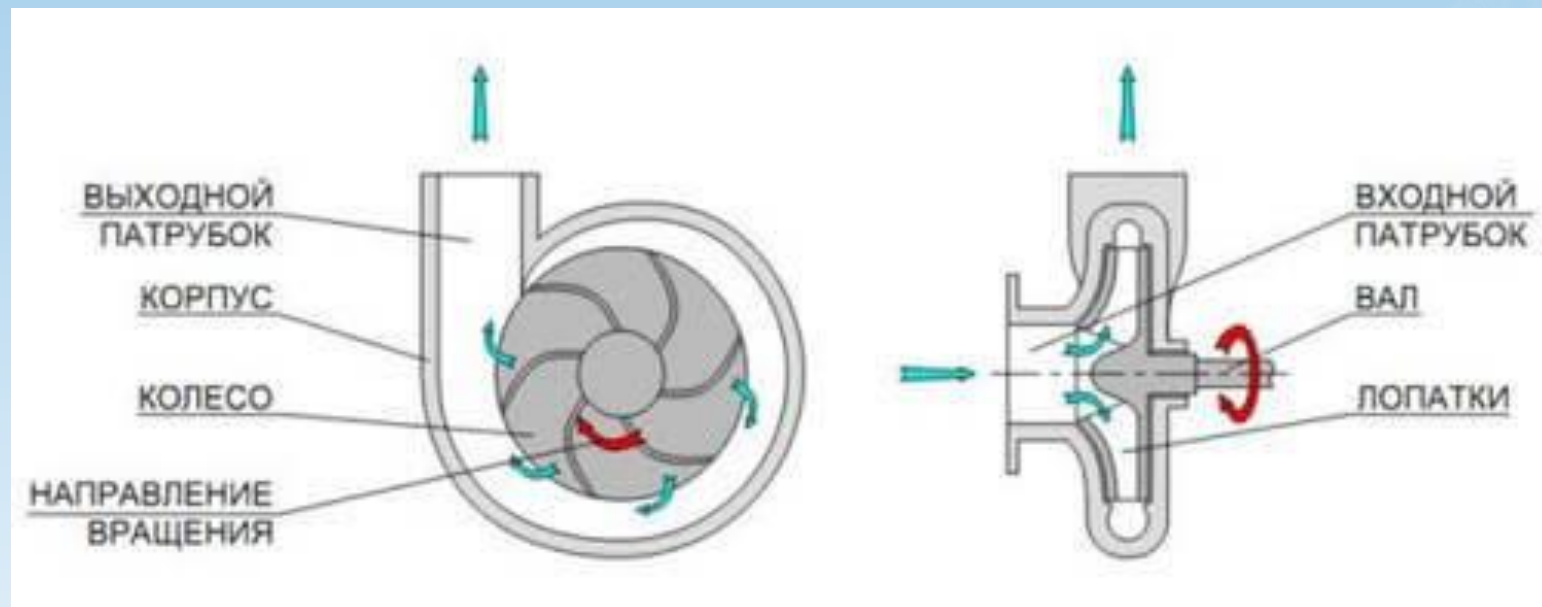
Чертеж мембранного компрессора



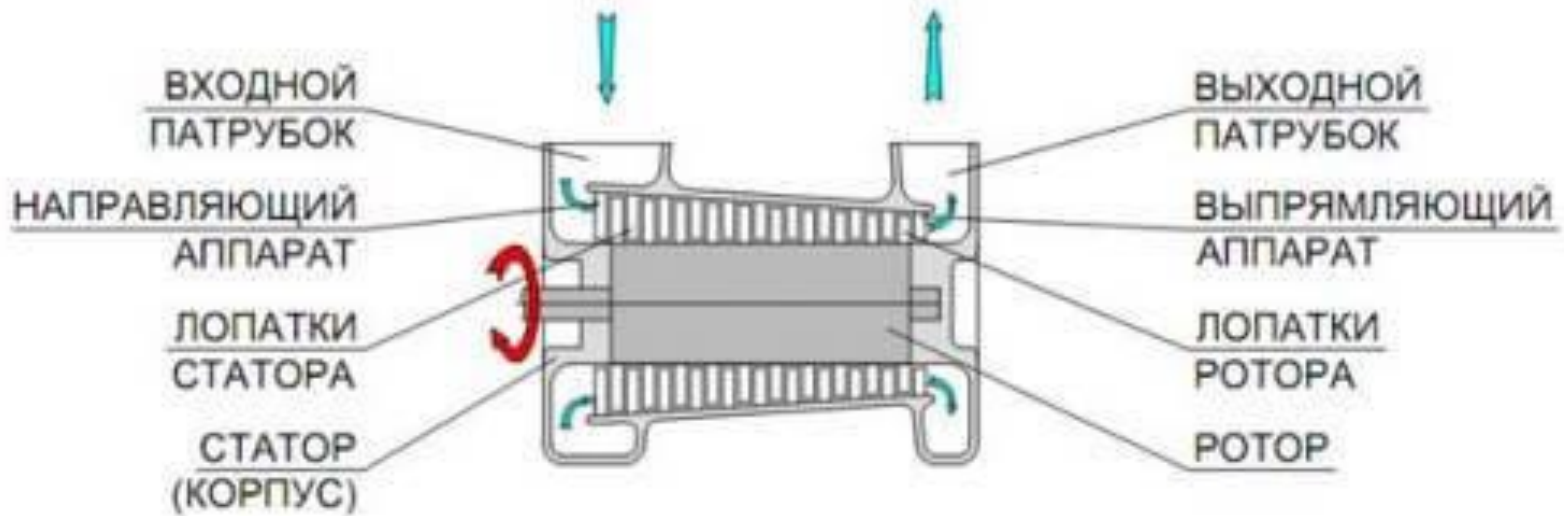
Чертеж жидкостно-кольцевого компрессора



Чертеж радиального компрессора



Чертеж осевого компрессора



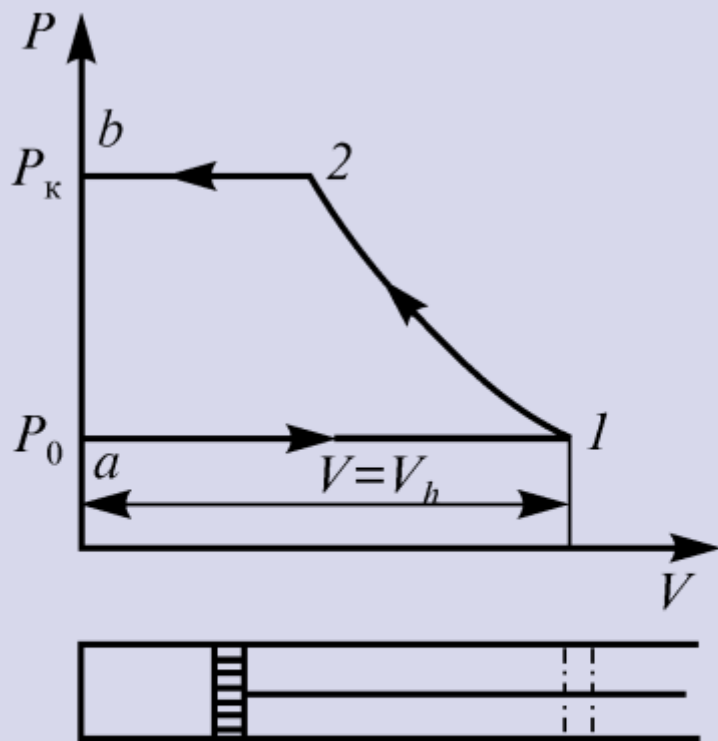


Рис. 1.13. Теоретический рабочий процесс компрессора

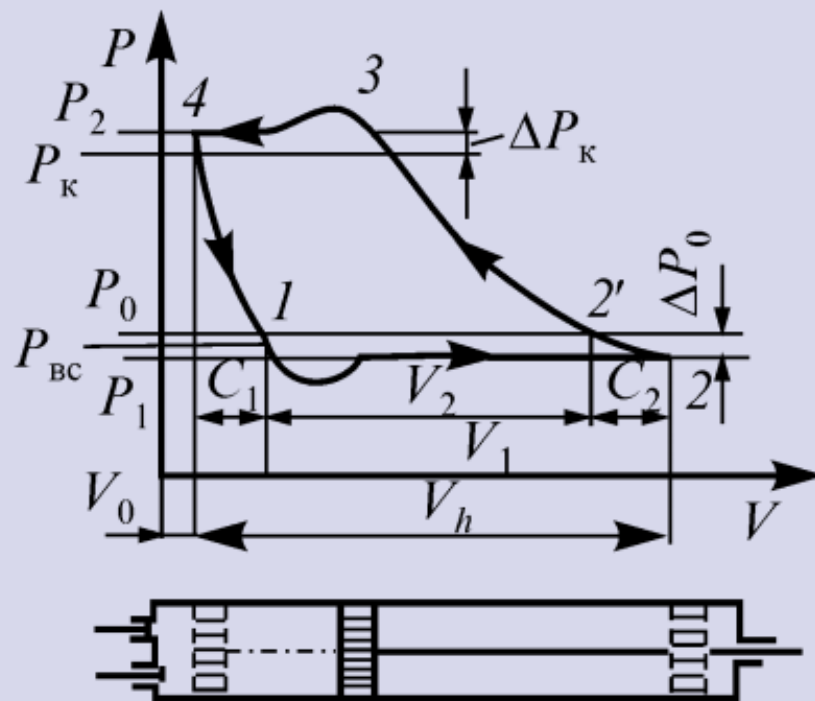


Рис. 1.14. Действительный рабочий процесс в компрессоре

Всасывание паров хладагента начинается при давлении меньшем, чем в испарителе. Объясняется это тем, что давление перед всасывающим клапаном компрессора P_{bc} ниже, чем давление кипения в испарителе P_0 , из-за потерь при движении хладагента по трубопроводу. Давление в самом цилиндре в начале всасывания P_1 еще ниже из-за потерь при проходе через суженное сечение всасывающего клапана.

По аналогичным причинам из-за сопротивлений в нагнетательном клапане и трубопроводе процесс нагнетания паров хладагента (линия 3—4) реализуется при давлении P_2 в цилиндре, которое выше давления в нагнетательном трубопроводе и тем более давления в конденсаторе P_k (на величину ΔP_k). В процессе сжатия 2—4 повышается давление и температура паров хладагента, а часть хода поршня (на участке 2—2') затрачивается на доведение давления в цилиндре до P_0 .



Производительность холодильного компрессора выражается не только массой или объемом всасываемого в единицу времени пара, но и холодопроизводительностью машины, т.е. количеством тепла Q (Вт), воспринимаемого от охлаждаемой среды в единицу времени. Массу всасываемого компрессором пара G (кг/с) при заданной холодопроизводительности машины Q_0 (Вт) и удельной массовой холодопроизводительности хладагента q_0 (Дж/кг) определяют по формуле:

$$G = \frac{Q_0}{q_0}.$$

Объем всасываемых компрессором паров V (м³/с) при их удельном объеме v_1 (м³/кг), соответствующем состоянию пара перед всасывающим клапаном компрессора, находят по формуле:

$$V = G v_1.$$

При заданной массе или объеме всасываемого пара холодопроизводительность компрессора (Вт) определяется как

$$Q_0 = Gq_0 = V \frac{q_0}{v_1} = Vq_v,$$

где q_v — удельная объемная холодопроизводительность хладагента, Дж/м³.

$$C = (V_0/V_h) \cdot 100$$

объем всасываемого пара составит $V_1 = V_h - C_1$

Коэффициент, характеризующий уменьшение подачи компрессора вследствие расширения хладагента из вредного пространства, называют объемным коэффициентом $\lambda_C = V_2/V_h$.

Понижение давления при всасывании приводит к увеличению удельного объема и уменьшению массы пара, поступающего в цилиндр компрессора. Повышение давления при нагнетании вызывает дополнительные затраты энергии на сжатие паров в компрессоре и увеличение потерь оставшимся во вредном пространстве паром. Потери давления при всасывании ΔP_0 у современных компрессоров составляют 0,01—0,04 МПа, при нагнетании ΔP_K — до 0,05—0,08 МПа. Эти потери увеличивают соотношение P_K/P_0 , а следовательно, и объемные потери в компрессоре.

Коэффициент, характеризующий уменьшение холодопроизводительности компрессора вследствие потерь давления хладагента во всасывающем трубопроводе и клапанах, называют коэффициентом дросселирования: $\lambda_{др} = V_1/V_2$.

Объемные потери от вредного пространства C_1 и сопротивлений в клапанах C_2 видны на индикаторной диаграмме. Их учитывают индикаторным коэффициентом подачи:

$$\lambda_i = \lambda_C \lambda_{др} = \frac{V_2}{V_h} \cdot \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1}{V_h}.$$



Коэффициент подачи компрессора λ выражается соотношением масс циркулирующего хладагента для действительного и теоретического компрессоров: $\lambda = G/G_{\text{теор}}$. Коэффициент подачи можно представить и отношением действительного объема всасываемого пара V (при параметрах во всасывающей патрубке компрессора) к объему, описываемому поршнем V_h , т.е. к теоретическому объему всасывания: $\lambda_{\text{др}} = V/V_h$. Тогда

$$\lambda = \frac{Gq_0}{G_{\text{теор}}q_0} = \frac{Vq_v}{V_hq_v} = \frac{Q_0}{Q_{\text{теор}}}.$$

Коэффициент подачи выражают и как произведение всех объемных коэффициентов: $\lambda = \lambda_i \lambda_{\text{п}} \lambda_{\text{пл}}$.

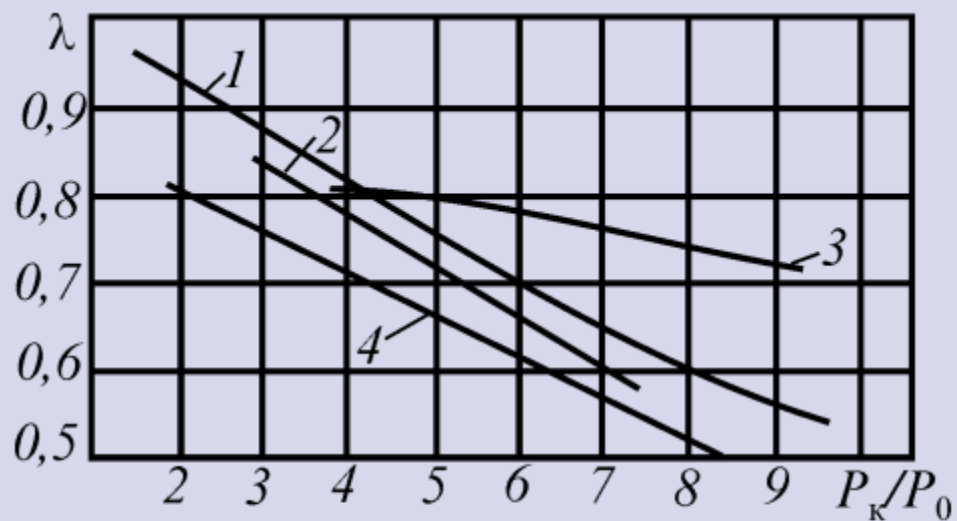


Рис. 1.15. Коэффициент подачи компрессоров: 1, 2, 4 — поршневых бескрейцкопфных, работающих на фреоне-22 и на хладоне-12; 3 — винтовых



$$Q_0 = \lambda V_h q_v = V_d q_v, \quad (1.29)$$

где V_d — действительный объем всасываемого пара, м³/ч.

Это выражение дает теоретическое значение холодопроизводительности любого компрессора с известными геометрическими размерами цилиндров.

Объем, описываемый поршнями, зависит от размеров, числа цилиндров и частоты вращения коленчатого вала компрессора:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot n \cdot z \cdot 60 = 47,1 s \cdot n \cdot z, \quad (1.30)$$

где D — диаметр цилиндра, м; s — ход поршня, м; n — частота вращения вала, об/мин; z — число цилиндров.

В теоретическом процессе сжатие паров хладагента совершается адиабатически, при этом затрачивается мощность (кВт)

$$N_T = G_T (i_2 - i_1)$$

Мощность, затраченная на валу компрессора, называется эффективной мощностью. Она больше индикаторной на величину потерь на трение:

$$N_E = N_i + N_{тр.}$$

Механический КПД оценивает потери на трение и выражается отношением индикаторной мощности к эффективной:

$$\eta_{мех} = N_i / N_E$$

У современных поршневых компрессоров $\eta_{мех} = 0,84 \div 0,97$. Его значение зависит от мощности и конструктивных особенностей машины, качества монтажа, режима работы и смазки, степени изношенности механизма. Эффективный КПД компрессора:

$$h_e = h_i \eta_{мех}, \text{ или } h_e = N_T / N_e.$$



Электродвигатель привода компрессора подбирают по режиму максимального потребления энергии с учетом потерь в передаче (если она имеется) и с 8—15 % -ным запасом во избежание перегрузки. Мощность электродвигателя:

$$N_{\text{эл}} = (1,08 \div 1,15) \frac{N_e}{\eta_{\text{п}} \eta_{\text{эл}}}, \quad (1.37)$$

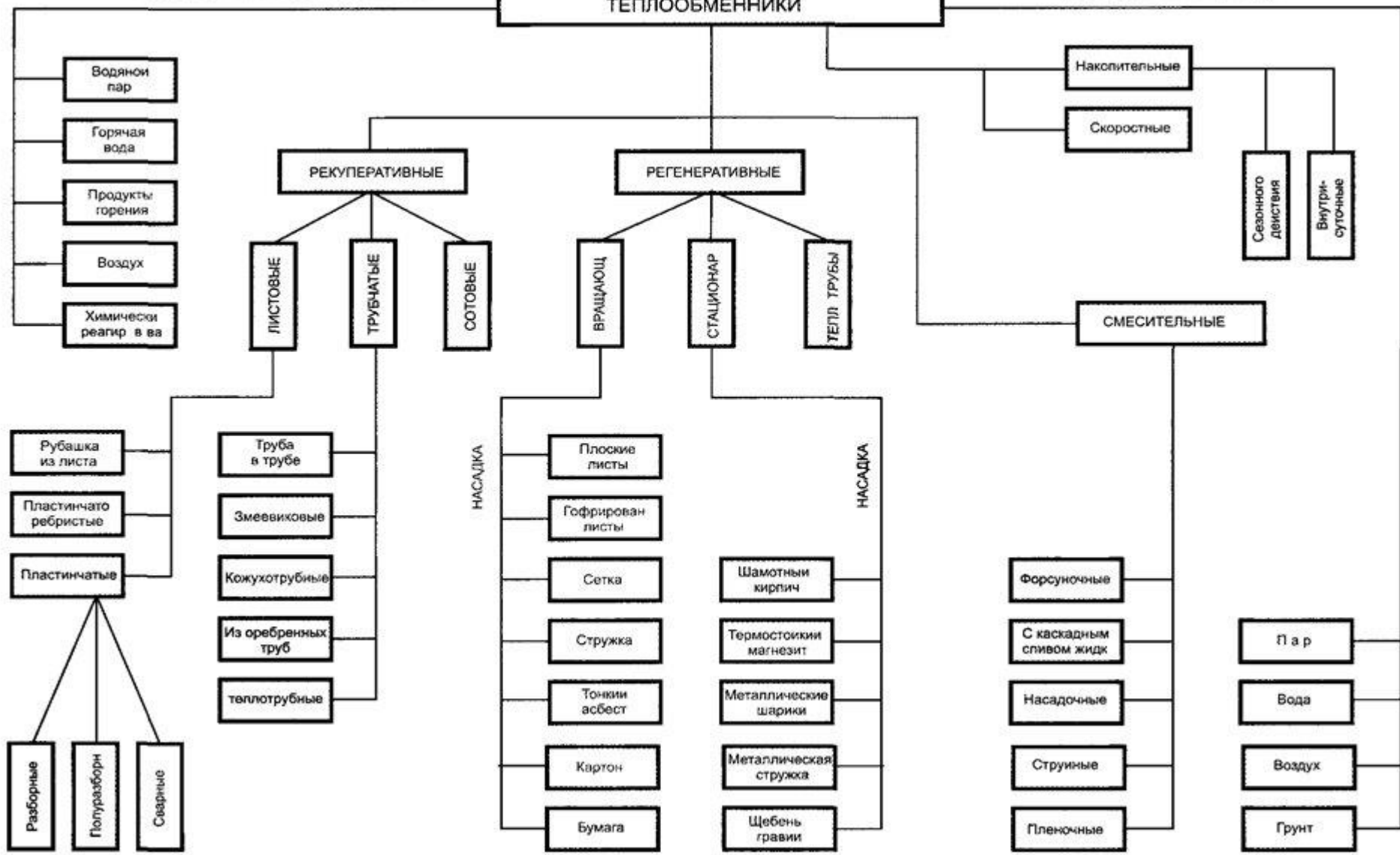
где $\eta_{\text{п}}$ — КПД клиноременной передачи 0,94—0,98; $\eta_{\text{эл}}$ — КПД электродвигателя (в зависимости от мощности и типа двигателя $\eta_{\text{эл}} = 0,85 \div 0,94$).

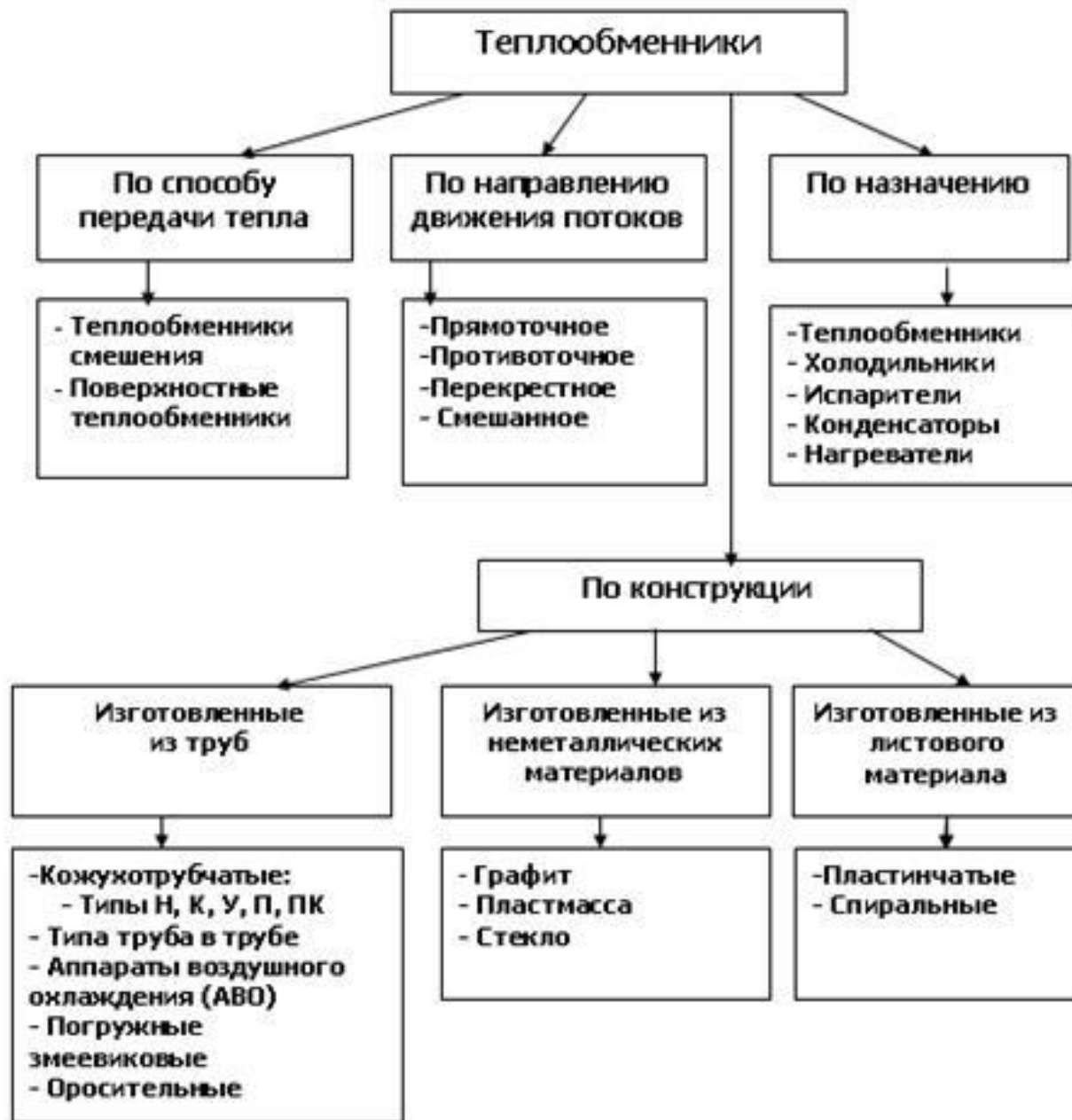


ГРЕЮЩИЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЬ

ТЕПЛООБМЕННИКИ

НАГРЕВАЕМАЯ СРЕДА





1. По роду хладагента бывают:
аммиачные,
фреоновые.

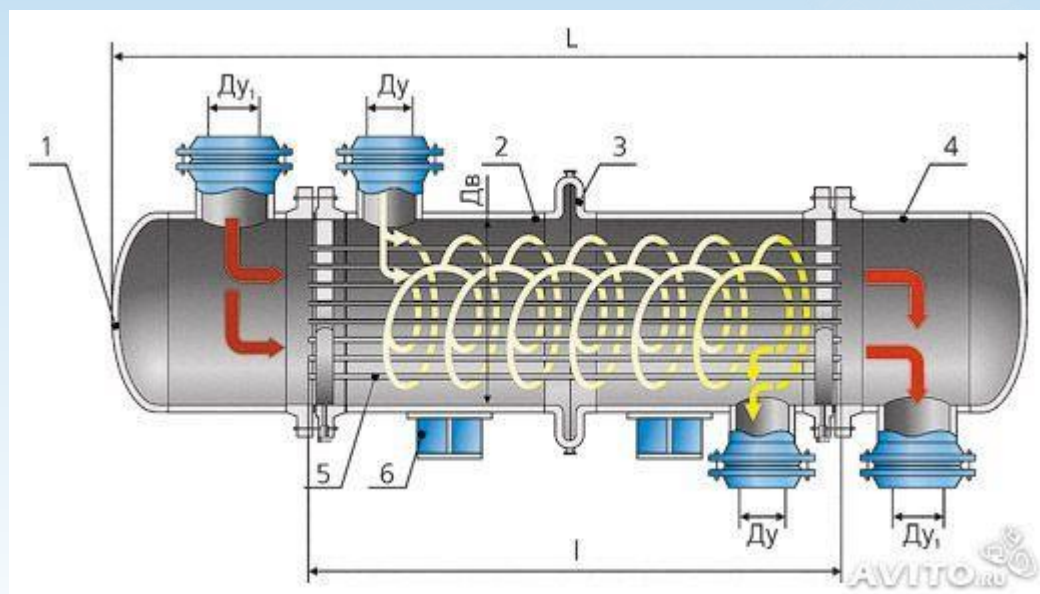
2. По роду охлаждаемой среды:
для охлаждения воды,
для охлаждения воздуха.
Последние могут быть с *естественной* и
Принудительной циркуляцией.

3. По конструкции бывают:
кожухотрубные,
вертикальнотрубные.

4. По принципу движения охлаждаемой среды воды или рассола
испарители бывают:
открытые,
закрытые.

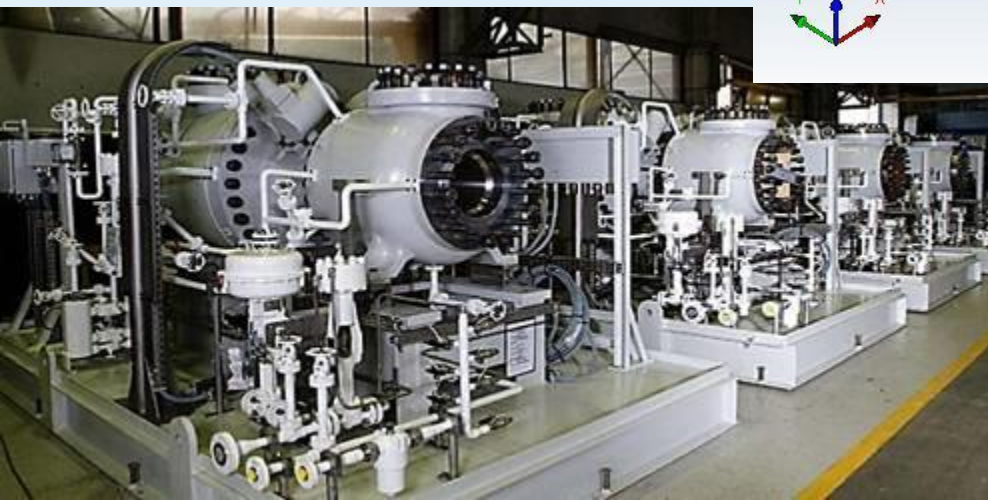
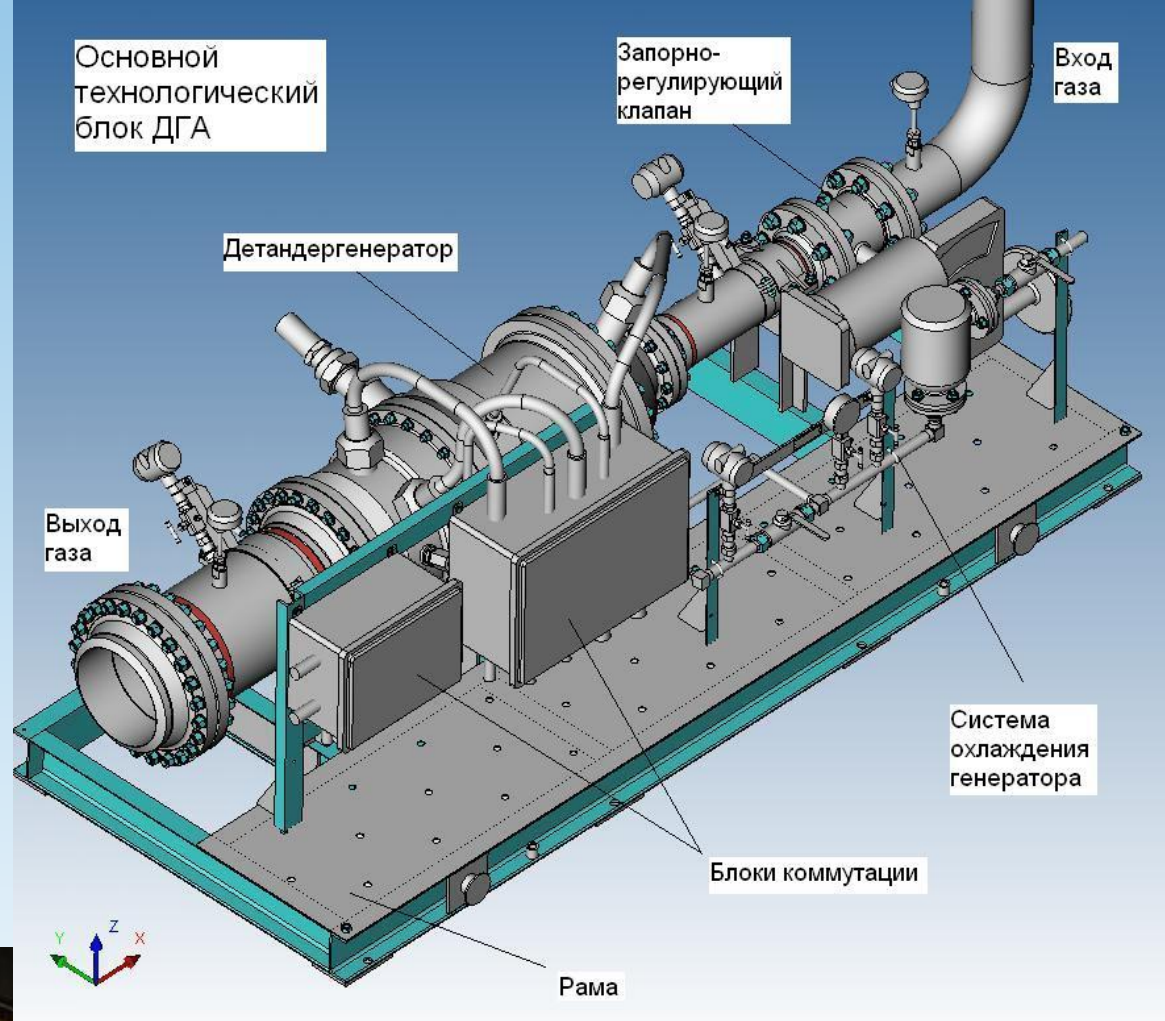
5. По характеру заполнения хладагентом:
затопленные (погруженные),
не затопленные (сухие).







Турбодетандеры



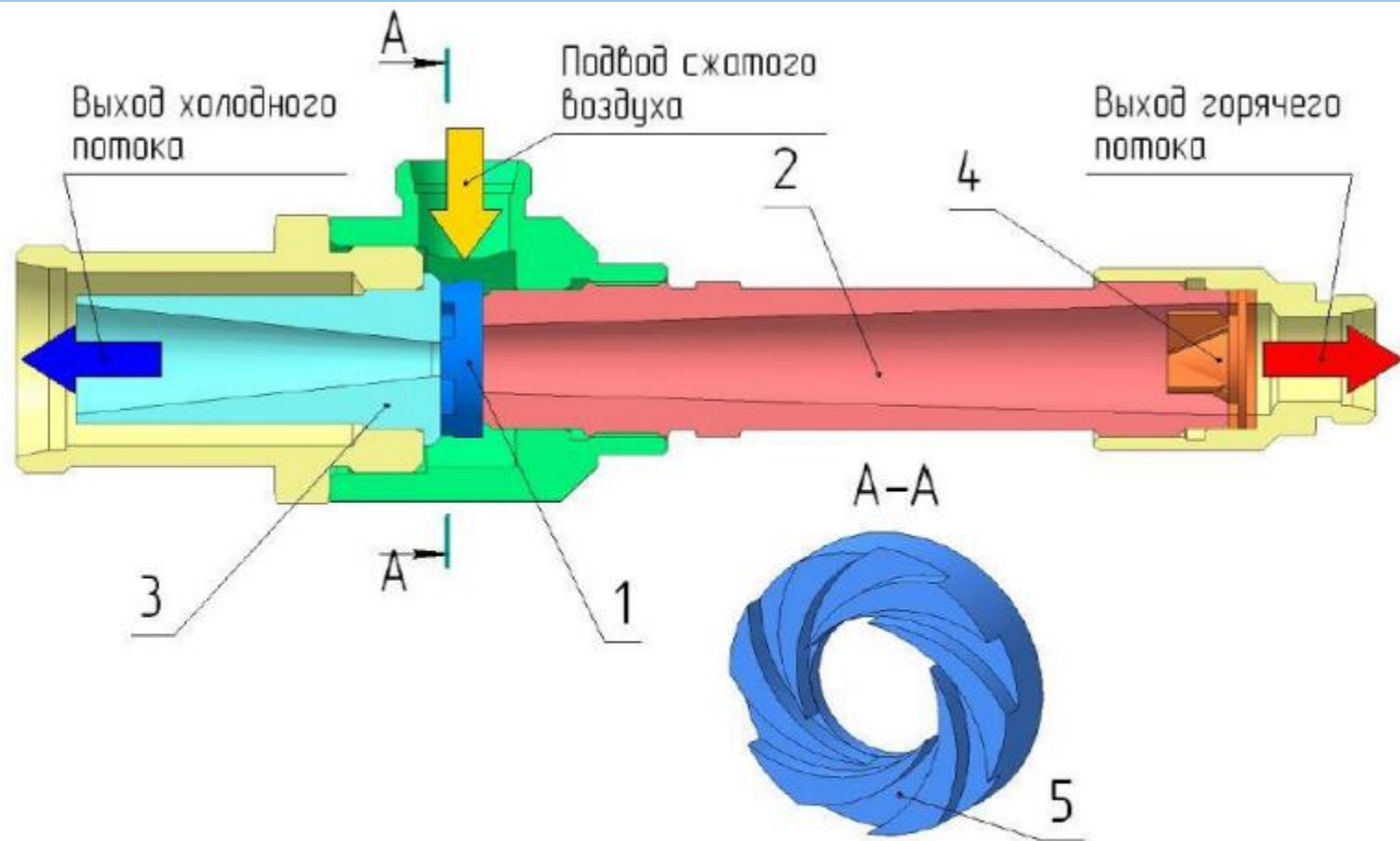
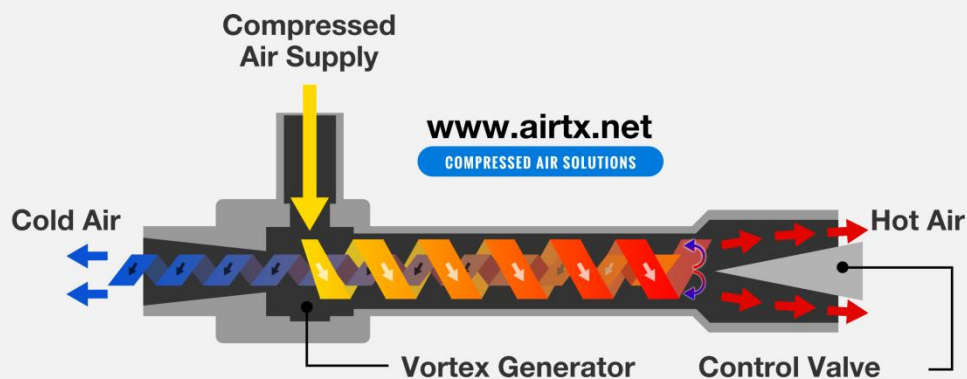


Рис. 1. Схема вихревой трубы [3]:

1 – сопловой ввод; 2 – камера энергоразделения; 3 – диффузор холодного потока;
4 – развихритель горячего потока; 5 – сопловой сужающийся канал.



При движении потока газа или жидкости по плавно поворачивающей поверхности трубы у её внешней стенки образуется область повышенного давления и температуры, а у внутренней (либо в центре полости, если газ закручен по поверхности цилиндрического сосуда) — область пониженной температуры и давления. Это достаточно хорошо известное явление называется эффектом Ранка по имени открывшего его в 1931 г. французского инженера Жозефа Ранка, или эффектом Ранка-Хилша (немец Robert Hilsh продолжил исследование этого эффекта во второй половине 1940-х годов и улучшил эффективность вихревой трубы Ранка). Конструкции, использующие эффект Ранка, представляют собой разновидность теплового насоса, энергия для функционирования которого берётся от нагнетателя, создающего поток рабочего тела на входе трубы.

Парадоксальность эффекта Ранка заключается в том, что центробежные силы во вращающемся потоке направлены наружу. Как известно, более тёплые слои газа или жидкости имеют меньшую плотность и должны подниматься вверх, а в случае центробежных сил — стремиться к центру, более холодные имеют большую плотность и, соответственно, должны стремиться к периферии. Между тем при большой скорости вращающегося потока всё происходит с точностью до наоборот!

Эффект Ранка проявляется как для потока газа, так и для потока жидкости, которая, как известно, является практически несжимаемой и потому фактор адиабатического сжатия / расширения к ней неприменим. Тем не менее, в случае жидкости эффект Ранка обычно выражен значительно слабее — возможно, именно по этой причине, да и очень малая длина свободного пробега частиц затрудняет его проявление. Но это верно, если оставаться в рамках традиционной молекулярно-кинетической теории, а у эффекта могут быть и совсем другие причины.

Можно выделить следующие достоинства вихревых труб по сравнению с парокомпрессионными машинами:

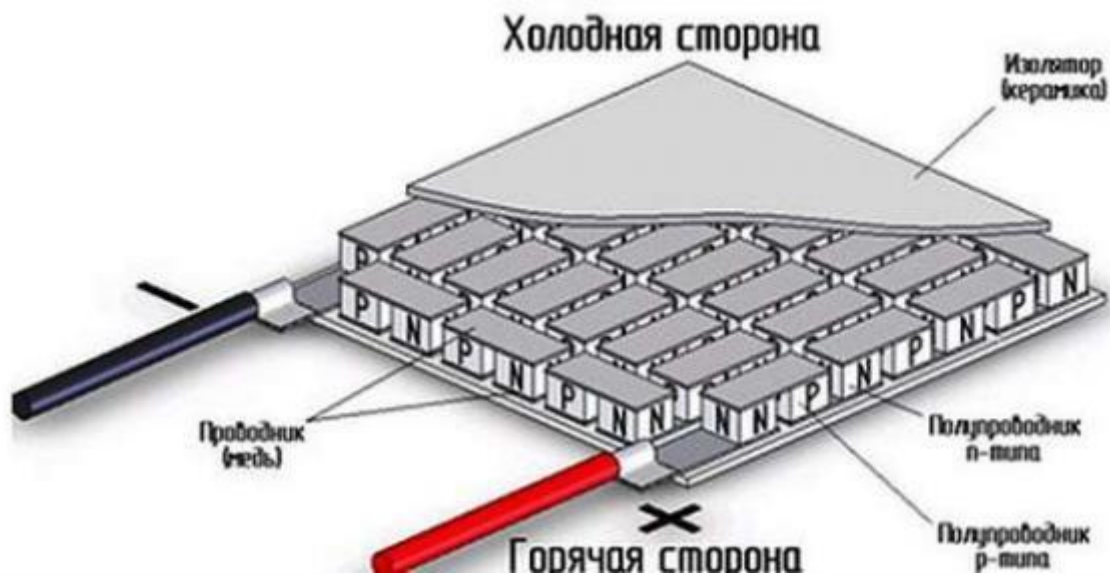
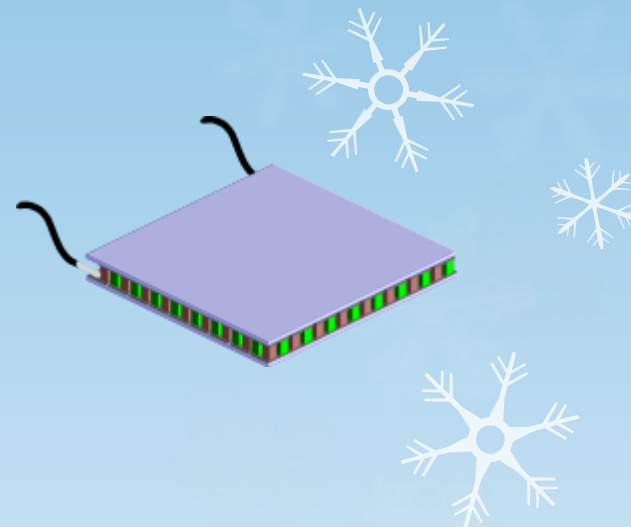
1. отсутствие необходимости в хладагентах и теплоносителях;
2. простота конструкции, компактность;
3. дешевизна изготовления, простота обслуживания и ремонта;
4. отсутствие подвижных узлов и, как следствие, высокая надежность;
5. высокая скорость выхода на рабочий режим;
6. возможность осуществления нескольких процессов одновременно (охлаждение, нагрев, фазоотделение).

К недостаткам указанного способа получения холода можно отнести:

1. относительно низкая энергетическая эффективность;
2. необходимость использования мощного компрессора для получения низких температур.

ЖАН ШАРЛЬ АТАНАЗ ПЕЛЬТЬЕ

Жан Шарль Пельтье (фр. Jean-Charles Peltier, 22 февраля 1785, Хам (Франция) — 27 октября 1845, Париж) — французский физик. Труды по термоэлектричеству, электромагнетизму, метеорологии.



Первые холодильная машина появились в середине XIX в. Одна из старейших холодильных машин - абсорбционная. Её изобретение и конструктивное оформление связано с именами Дж. Лесли (Великобритания, 1810), Ф. Карре (Франция, 1850) и Ф. Виндхаузена (Германия, 1878). Первая парокомпрессионная машина, работавшая на эфире, построена Дж. Перкинсом (Великобритания, 1834). Позднее были созданы аналогичные машины с использованием в качестве хладагента метилового эфира и сернистого ангидрида. В 1874 К. Линде (Германия) построил аммиачную парокомпрессионную холодильную машину, которая положила начало холодильному машиностроению.

**Таблица 1 Температуры кипения жидких хладагентов
(при нормальном давлении)**



Жидкий хладагент	Гелий He	Водород H ₂	Неон Ne	Азот N ₂	Аргон Ar	Кислород O ₂
<u>Температура</u> кипения, К	4,224	20,28	27,108	77.36	87,29	90,188



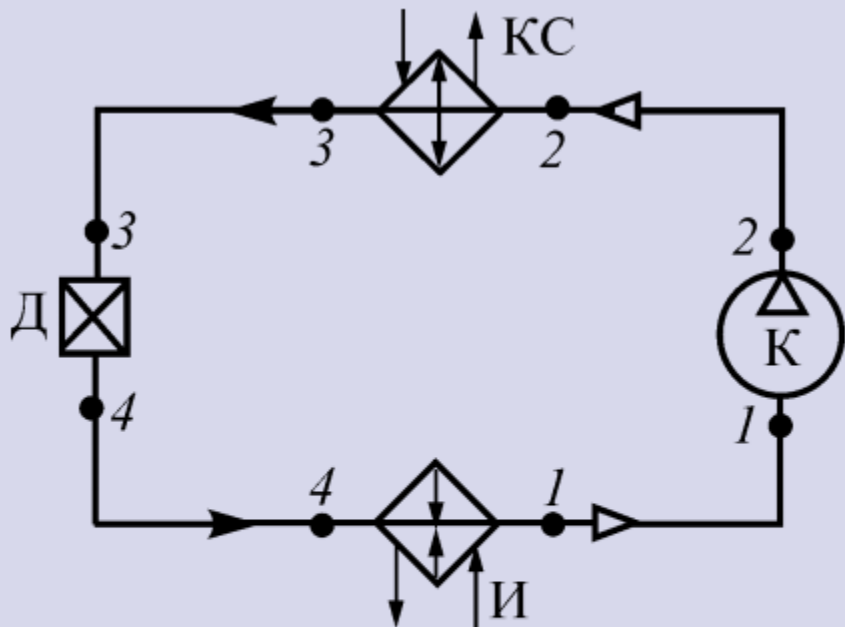


Рис. 1.9. Принципиальная схема паровой компрессорной холодильной машины



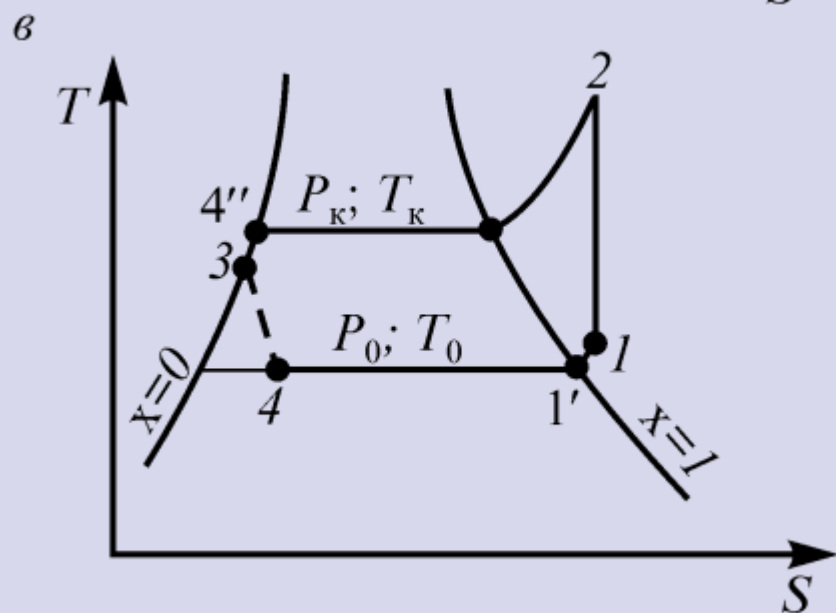
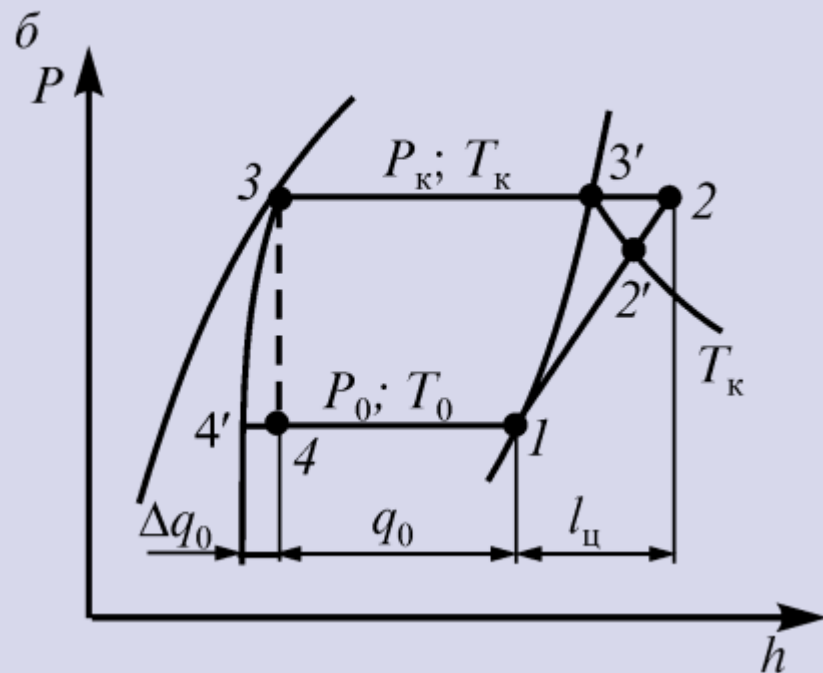
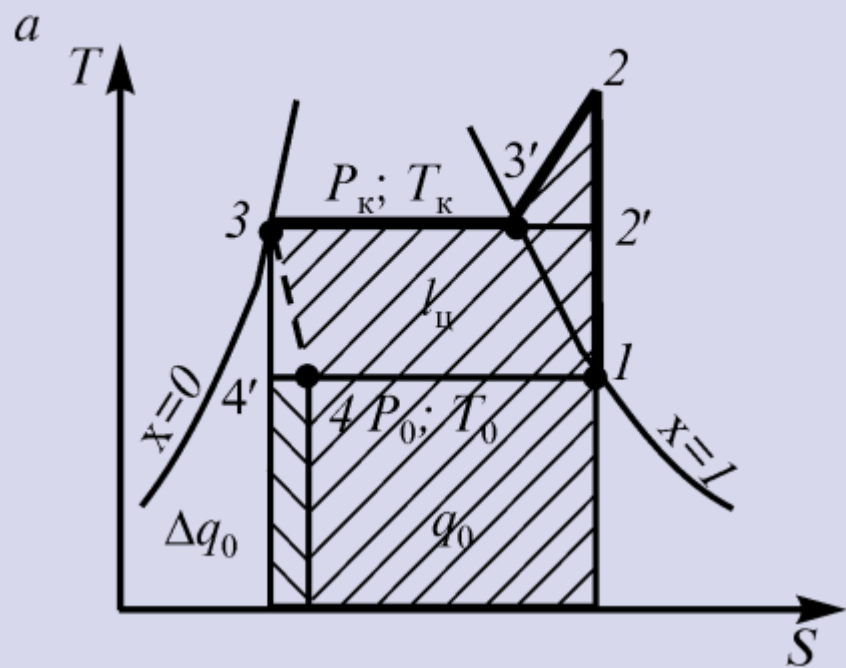
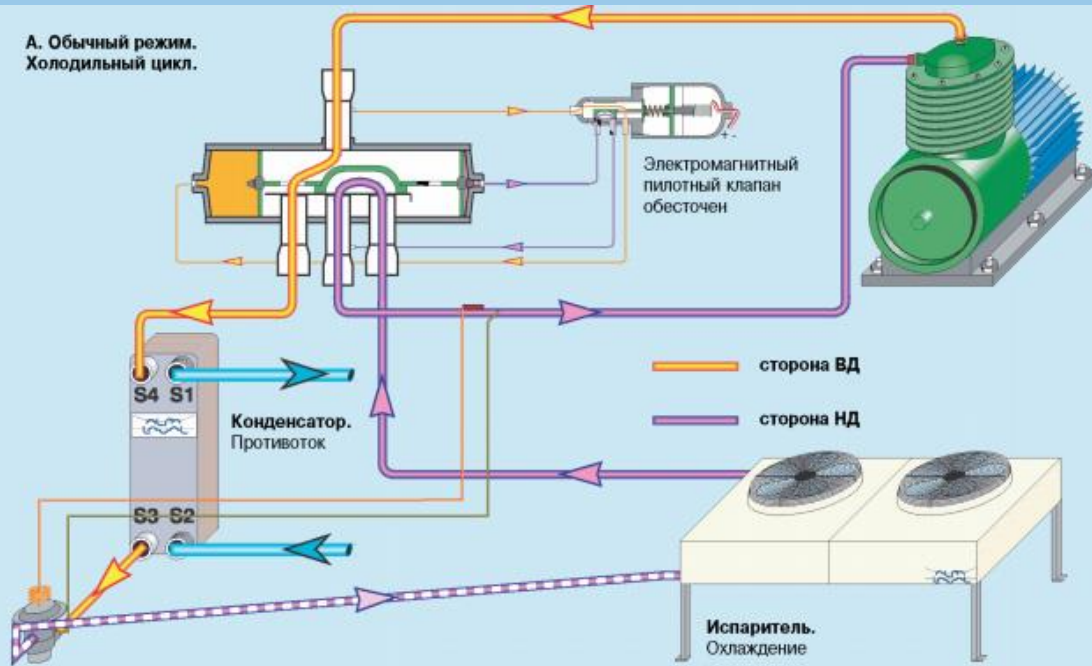


Рис. 1.10. Термодинамический цикл паровой компрессорной холодильной машины

**А. Обычный режим.
Холодильный цикл.**



**В. Реверсивный цикл
Размораживание.**

