

СУДОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ.

Введение

Компрéссор (от лат. compressio — сжатие) — [энергетическая машина](#) или устройство для повышения давления (сжатия) и перемещения газообразных веществ.

Важность понимания основ конструкции компрессорных машин для современного инженера и их роль в современном мире можно легко представить из того факта, что мощность, эксплуатируемого в нашей стране электропривода только стационарных компрессоров составляет около 10% всей вырабатываемой электроэнергии.

Компрессоры имеют большое разнообразие конструкций и типов, отличаются по давлению, производительности и виду сжимаемой среды, но термодинамические принципы сжатия газов описываются одинаковыми зависимостями.

Основными параметрами компримирующих машин являются: давления на входе $p_{вх}$ и выходе $p_{вых}$, объемная подача (по параметрам всасывания) G , степень повышения давления $\lambda = p_{вых} / p_{вх}$, частота вращения вала n и потребляемая номинальная мощность N_e .

Глава 1. Классификация компрессоров

В настоящее время используется большое количество компримирующих и перемещающих газы машин с самыми разнообразными физическими свойствами. Общие принципиальные схемы и некоторые признаки позволяют их классифицировать. Существует много вариантов даже самого наименования общепринятых признаков различия. Основные из них следующие:

1.1. По методу физического воздействия на газ.

То есть - динамического или статического (другое, но более принятое название «объёмного») воздействия.

Для пояснения смысла данного разделения вспомним, что компрессорный механизм использует ряд физических явлений, ведущих к увеличению энергии газа (или пара) и, таким образом, к повышению давления.

Из школьной программы физики известно, что теория **модели идеального газа** основывается на допущении того, что давление газа является результатом ударов молекул о стенку сосуда и что давление газа — величина, органически связанная с тем, что газ состоит из большого числа молекул. Нет смысла говорить о давлении, создаваемом несколькими молекулами. (Т.е. **давление газа — понятие, имеющее статистический характер**).

Основное уравнение молекулярно-кинетической теории - давление идеального газа на стенку сосуда равно:

$$p = \frac{1}{3} m_0 n v_{\text{ср}}^2 ,$$

где m_0 — масса молекулы газа,

n — концентрация молекул в единице объема,

$v_{\text{ср}}^2$ — квадрат средней скорости молекул.

Из анализа этого простого уравнения видно, **что увеличить давление можно двумя путями:**

- *- увеличением количества молекул в единице объёма, занимаемого газом, иначе говоря уменьшением объёма данного количества газа;*
- *- повышением скорости движения молекул или, что то же самое, увеличением их кинетической энергии.*

То есть по тому, какие физические явления используются для увеличения давления газа (или пара) выделяют две основные группы:

А) Машины, в которых давление повышается *путем уменьшения объёма, занимаемого газом*, называются **компрессорами объёмного действия**. Иногда встречаются названия **компрессора вытеснения** или **статического действия**. Для таких компрессоров характерно прямое преобразование механической энергии двигателя в потенциальную энергию газа, рабочий процесс является прерывистым (периодическим). К ним относятся компрессоры *поршневые, мембранные, ротационные, водокольцевые, винтовые, пластинчатые, спиральные (с вращательным перемещением изменяющегося рабочего объёма)* и ряд иных разновидностей.

Б) Машины, в которых повышение давления осуществляется *за счёт увеличения скорости движения молекул газа*, а точнее - путём преобразованием механической энергии привода в кинетическую энергию направленного движения газа с последующим преобразованием её в потенциальную (энергию давления), называют **компрессорами динамического действия**. В этих компрессорах процесс преобразования энергии непрерывен.

Распространено для них и название *лопастные компрессоры*, хотя оно больше относится к части динамических компрессоров, а именно к т.н. *лопаточным компрессорным машинам или турбокомпрессорам*, в которых давление создаётся под воздействием центробежных сил на газовый поток. Подраздел динамических турбокомпрессоров - это *осевые компрессоры*.

. По принципу действия компрессор осевого типа напоминает осевой насос – газ движется, в основном, вдоль оси вращения, и в отличие от турбокомпрессоров или центробежных динамических компрессоров, сжатие воздуха в осевом динамическом компрессоре происходит, как и движение самой газовой среды, вдоль оси вала. Осевые компрессоры используются, как правило, в воздушно-реактивных двигателях для самолётов и вертолётот.

Примечание. Кроме вышеназванных существуют компрессоры *струйные* - базирующиеся на обмене количеством движения между газовыми потоками. В некоторых классификациях они **включаются в группу компрессоров динамического действия**. Среди них есть *эжекторы и инжекторы*. Такие компрессоры, в отличии от насосов, на флоте встречаются редко.

1.2. По принципу действия.

Все компрессоры, (кроме струйных, как только что выше было сказано - о них разговор будет отдельный), можно разделить по принципу действия на три большие группы: **поршневые, роторные и лопастные.**

Существуют различия в механизме передачи энергии от вала к поршню. Самый распространенный из них – это *кривошипно-шатунный механизм (КШМ)* но не является единственным. Другие варианты - поршневые компрессоры с *кулисным механизмом* привода, и с механизмом типа *качающаяся шайба* и *аксиально-поршневые* и некоторые другие..

Группа роторных компрессоров имеет наибольшее количество типов-вариантов: *винтовые, пластинчатые (шиберные), шестеренчато-роторные, спиральные, кулачковые, жидкостно-кольцевые* и некоторые другие

Примечание : по способу передачи энергии поршневые и роторные компрессоры - это компрессоры объёмного действия, поэтому иногда роторные КМ называют разновидностью поршневых.

Компрессоры **конструктивно лопастной** группы –
другое название **турбокомпрессоры**, включающие
следующие подгруппы:

- *центробежные,*
- *осевые,*

(иногда *и диагональные, и центробежно-осевые*)
компрессоры –
в зависимости от расположения поверхностей,
направляющих поток движущегося газа.

1.3. По конструкции.

1.3.1. По техническому исполнению.

А) По исполнению механизма компрессоры различаются по числу ступеней сжатия – одно-, двух- и многоступенчатые;

Б) Отдельно - для поршневых компрессоров - здесь будут дополнительные различия *по количеству цилиндров на ступень*, например:

- - один цилиндр с одним поршнем и одним воздухоохладителем;
- - один цилиндр с поршнем 2-х. и 3-х диаметров, а также с двумя и тремя воздухоохладителями;
- - два цилиндра раздельно, один первой ступени и один второй ступени;:
- - кроме того *по расположению цилиндров относительно фундамента*: вертикальные, горизонтальные, угловые; и **по виду расположения цилиндров в установке**
- – W, V-образные, а также рядные.

1.3.2. По способу охлаждения:

- А) Компрессоры с воздушным и водяным охлаждением;
- Б) Также здесь возможны следующие подразделы по виду охлаждения цилиндров, крышек и воздухоохладителей: водой забортной или пресной, от общей системы охлаждения СЭУ или отдельной, воздухом от вентилятора, приводимого от вала компрессора;

1.3.3. По типу привода.

- А) С приводом от электродвигателя. Здесь тоже есть дополнительные различия по типу соединения с приводом:
 - муфтовое, клиноременное или прямое;
 - по оборотам приводного двигателя: от 585 до 1750 мин⁻¹;
- Б) привод от двигателя внутреннего сгорания, паровой или газовой турбины и ручной;

1.4. По результату работы компрессорной машины. Понятие подачи.

Компрессора одинаковых принципов действия и конструкций могут существенно различаться по выполненной работе, то есть:

А) по **давлению сжатия** – компрессоры низкого (1 МПа), среднего (2-10 МПа), высокого (10-100 МПа) и сверхвысокого (свыше 100 МПа) давления;

Причем отметим, что - компрессоры называются *дожимающими* или «*бустерными*», если давление всасываемого газа заметно превышает атмосферное.

Б) по *производительности*.

Разные источники дают несколько отличающиеся друг от друга цифры классификации КМ по производительности.

Как судовые механики обратимся к «Справочнику по судовым компрессорам» (Тигарев П.А., Л., 1981):

«судовые компрессоры с массовой производительностью

- - менее 10 кг/с (по воздуху это - ок. 500 м³/мин.) обычно относят к машинам *малой производительности*,
- - при 10-30 кг/с (до 1500 м³/мин)- к машинам *средней*,
- - а при подаче более 30 кг/с (более 1500 м³/мин) - к компрессорам *большой производительности*.

Судовые центробежные компрессоры являются в основном машинами малой и средней производительности, осевые - машинами средней и большой производительности, а все объёмные - машинами малой производительности.»

В) по **степени повышения давления** - отношения конечного давления p_k к начальному p_n :

$\pi = p_k / p_n$ - компрессорные машины классифицируются следующим образом:

- при **$\pi < 1,1$** машины называются **вентиляторами**;
- при **$\pi = 1,1 - 3,0$** машины без специального охлаждения называются **нагнетателями** (иногда **газодувками**);
- а при **$\pi > 3,0$** все машины принято называть **компрессорами**.

Впрочем это в некоторой мере условное разделение, т.к. все названные механизмы являются компрессорным. **Перемещение газов** – основная задача одного из видов компрессоров – **вентиляторов**.

Вентиляторы – осевые или центробежные компрессоры, работающие на атмосферном воздухе и практически не сжимающие его.

Их задача обеспечивать перемещение определенной массы воздуха практически без изменения давления

Создаваемое при их работе повышение давления или очень невелико, или практически отсутствует вовсе (вентиляторы для обдува открытых теплообменников, открытые комнатные вентиляторы).

В свою очередь вентиляторы делят на:

- высокого давления 3-15 кПа - обычно это *центробежные вентиляторы*;
- среднего давления 1 - 3 кПа - также обычно центробежные вентиляторы;
- низкого давления до 1 кПа - чаще *осевые вентиляторы*.

Подача вентиляторов обычно от 2 до 180 м³/мин.

1.5. По назначению компрессоров:

А) Компрессоры пускового воздуха, аварийные, воздуха хознужд, автоматики, тормозные, для заправки аквалангов, и других назначений.

Б) Значительная часть компрессорных машин эксплуатируется в составе установок , предназначенных для охлаждения. Согласно этому отличают:

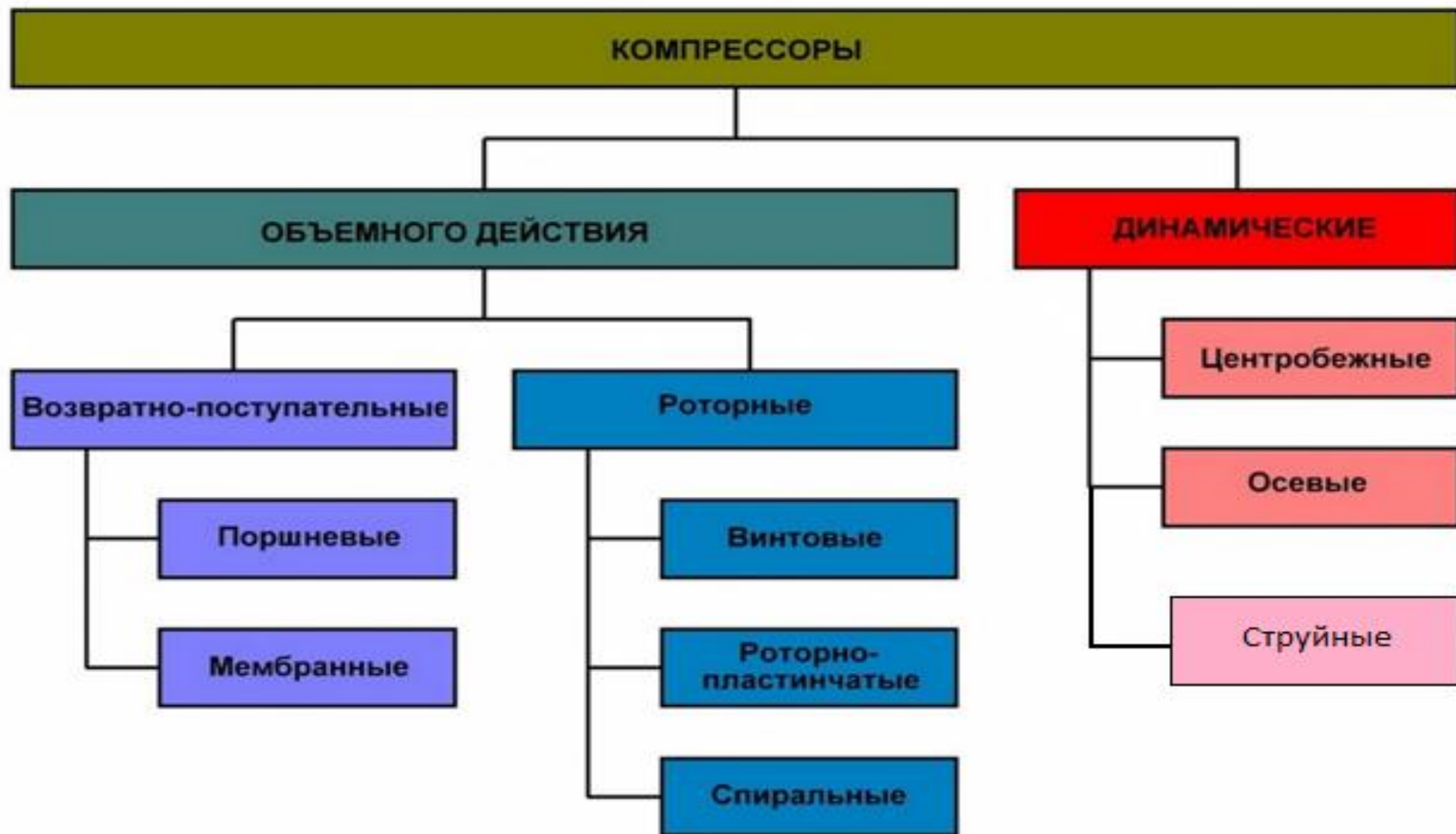
- *Холодильные компрессоры* - для охлаждения до температуры среды до - 150°C ;
- *Криогенные* - специальные машины , в которых газ хотя бы на одной из стадий цикла имеет криогенную температуру (ниже 120°K - температуры кипения метана)

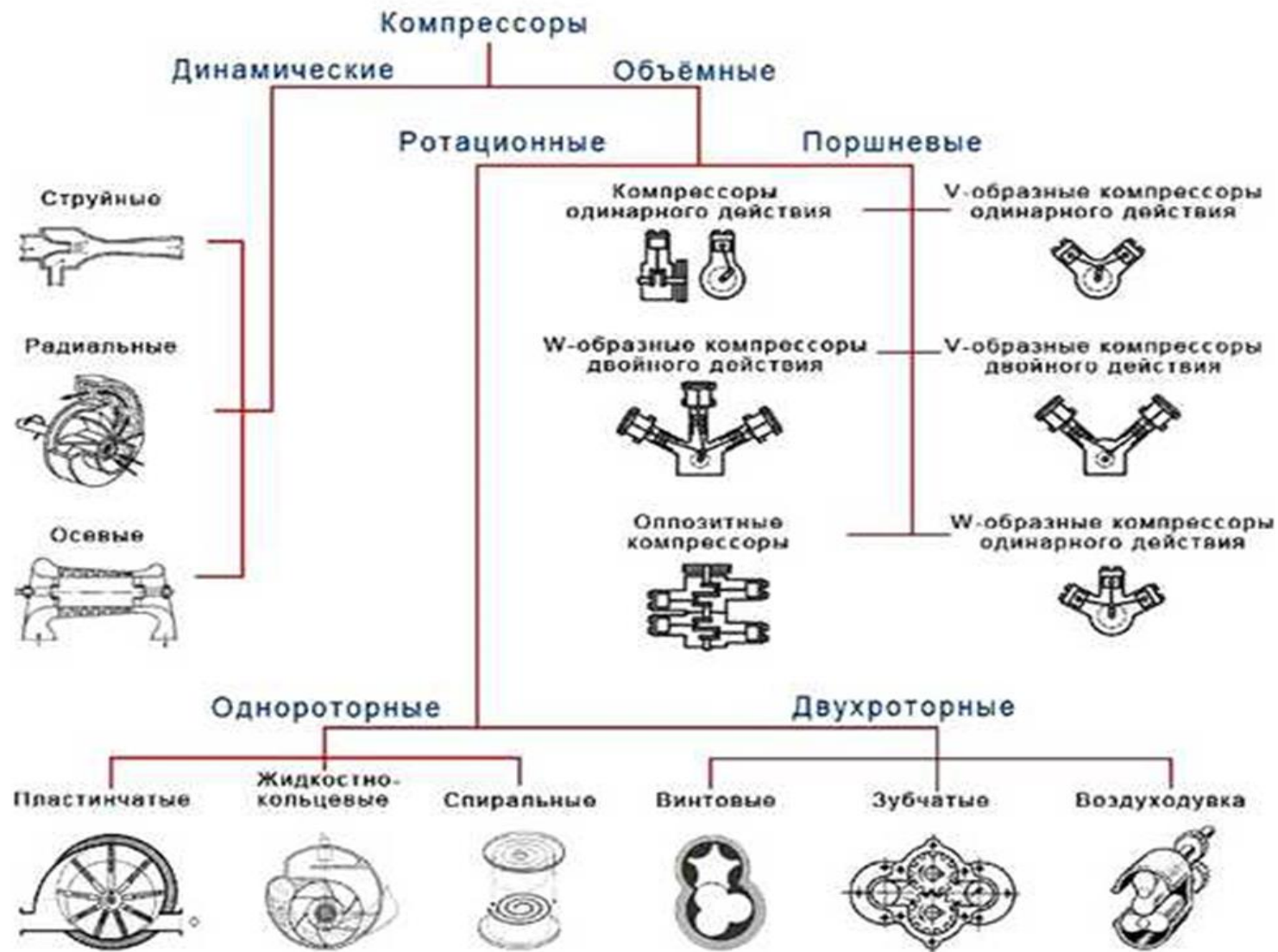
1.6. Другие классификации.

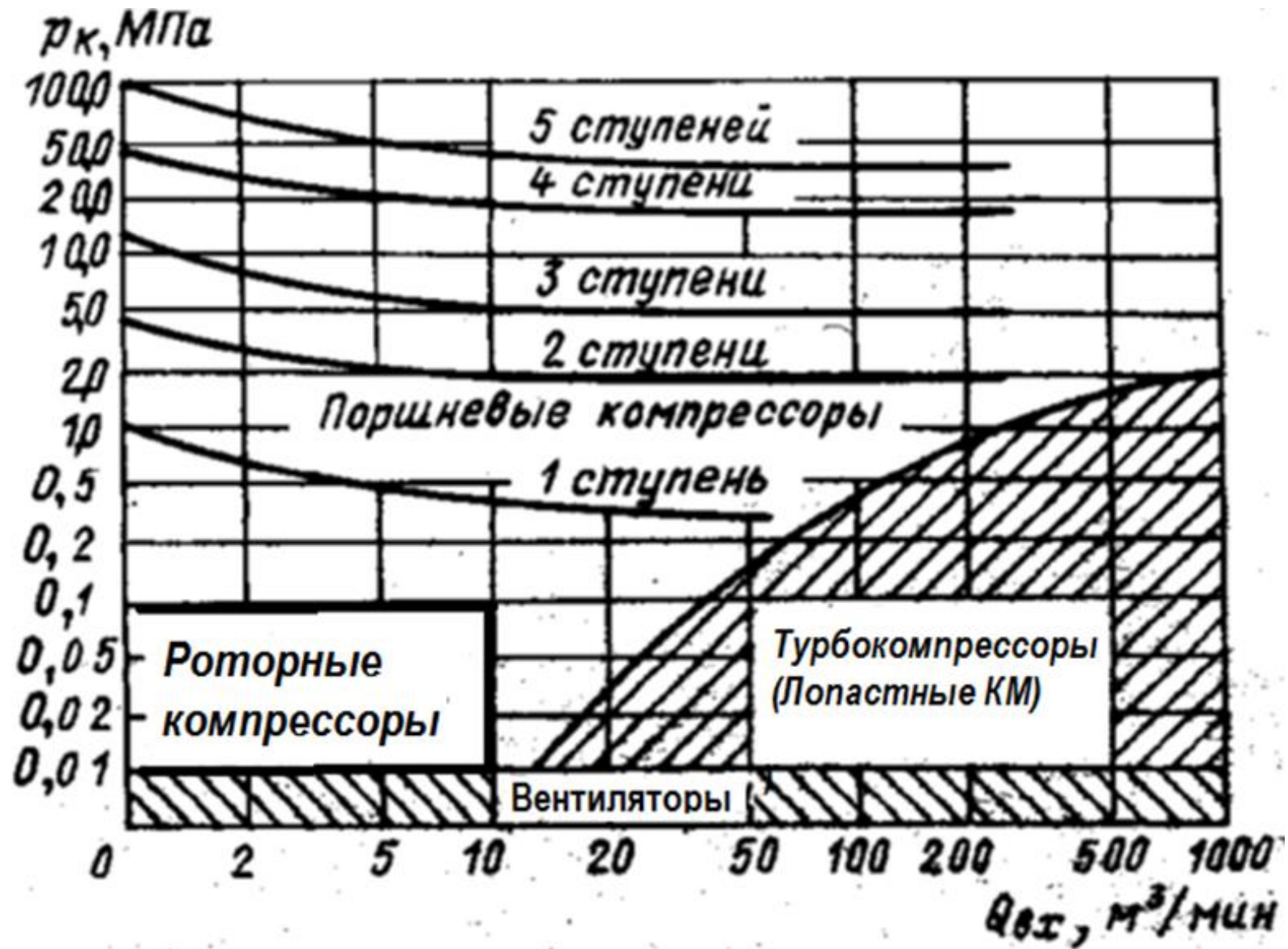
Встречаются у КМ и другие различия, например,

- по отрасли производства, для которой они предназначены (**судовые**, химические, энергетические, общего назначения и т. д.),
- могут быть компрессоры масляные и безмасляные (важны для пищевой, электронной, фармакологической промышленности, и т.д.)

и другие.







Области применения компрессоров и вентиляторов в зависимости от конечных параметров газа.

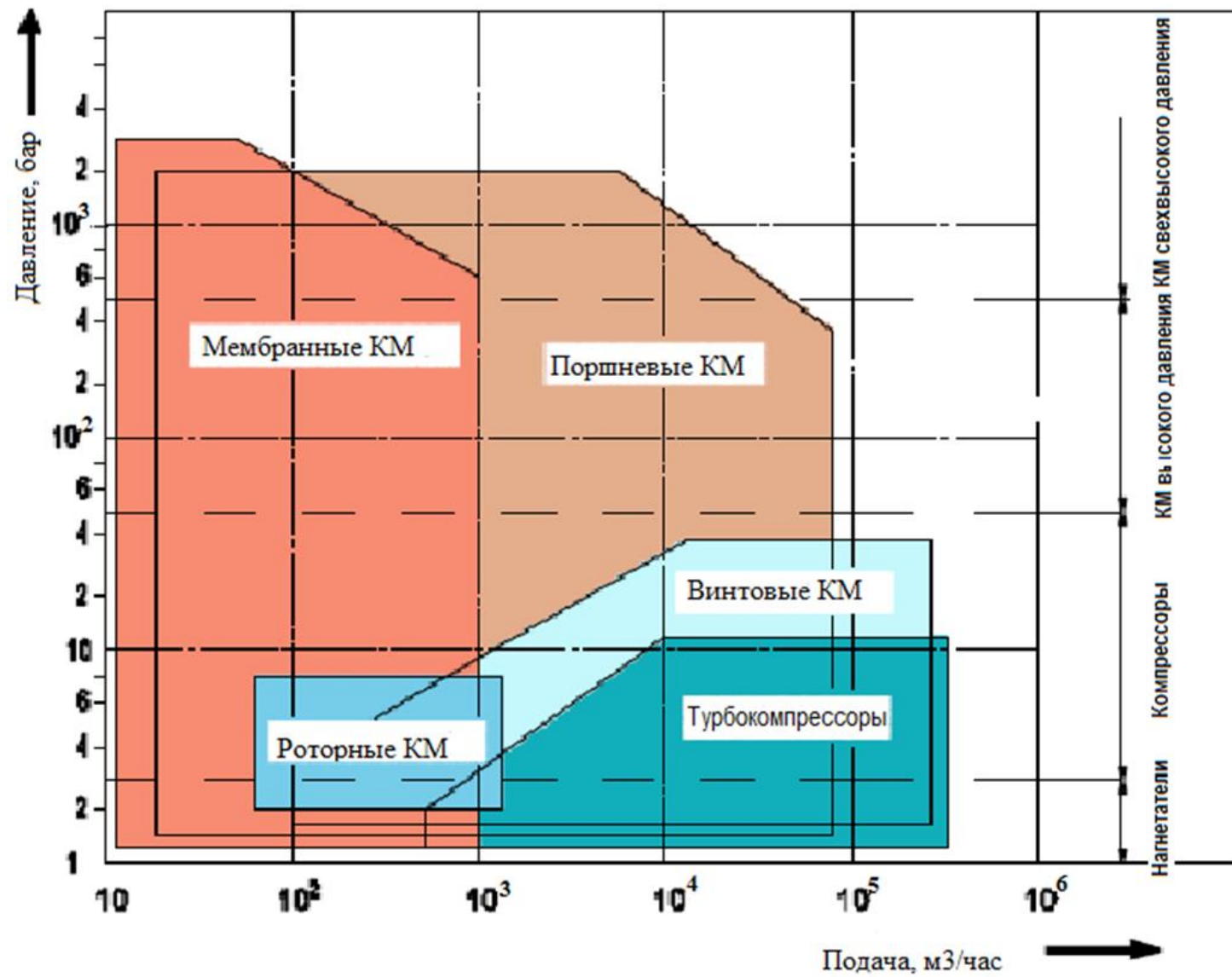
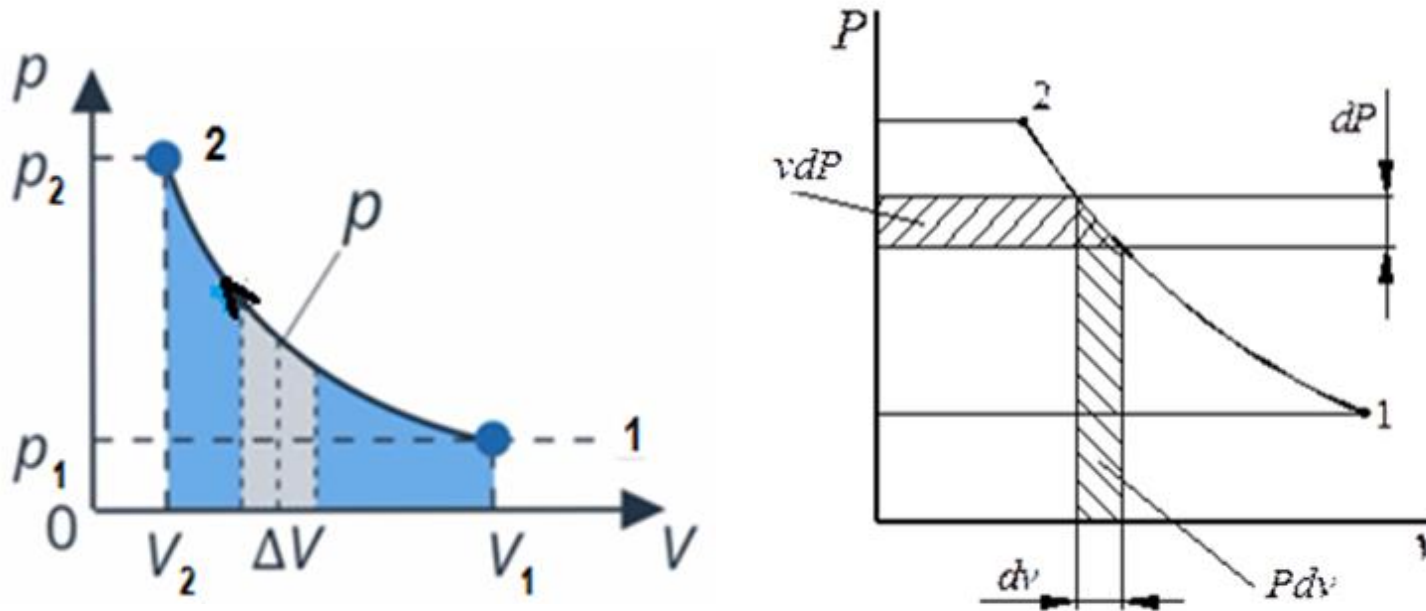


Рис. Диапазоны применения различных типов компрессоров по Küttner, Kolbenverdichter, Springer Verlag, Berlin 1991.

Теоретическая и реальная диаграмма сжатия газа.

Напомним с некоторыми комментариями ряд известных термодинамических соотношений, необходимых для последующего анализа. Обозначим: p - давление; v - удельный объем; T - абсолютная температура; $R = R_u / M$ - индивидуальная газовая постоянная сжимаемого газа (M - его молярная масса, R_u - универсальная газовая постоянная [$R_u = 8,314\ 462\ 618\ 153\ 24$ Дж/(моль·К)].). Первоначально - в целях упрощения - примем, что газ является идеальным и его поведение подчиняется уравнению Клапейрона - Менделеева:

$$pv = RT.$$



Из школьного курса физики известно, что работа по сжатию газа равна площади фигуры под линией сжатия в координатах p - V :

Примечание: ***PV-диаграмма***, которая тогда называлась *индикаторной диаграммой*, была разработана Джеймс Ваттом и его сотрудниками **для улучшения эффективности двигателей**. В 1796 году Саузерн разработал простой, но важный метод построения диаграммы путем фиксации доски таким образом, чтобы она двигалась вместе с поршнем, тем самым отслеживая ось «объема», в то время как карандаш, прикрепленный к манометру, перемещается под прямым углом к поршню, отслеживая «давление».

В 1834 г. Эмиль Клапейрон использовал диаграмму зависимости давления от объема, чтобы проиллюстрировать и прояснить Цикл Карно, ставя его на центральное место в изучении термодинамики.

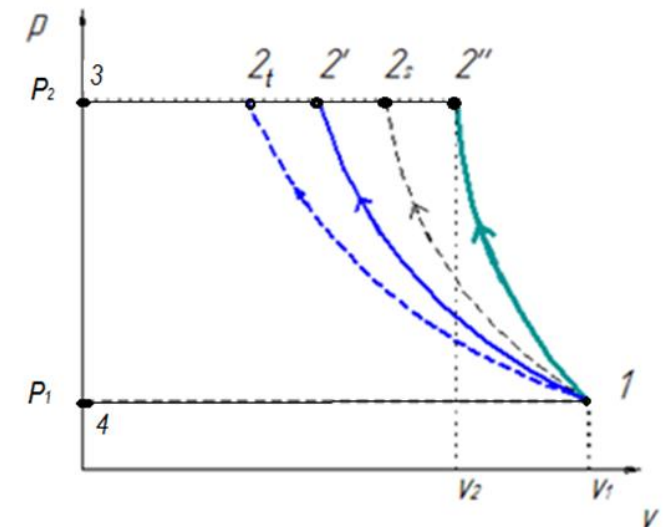
В более поздних инструментах использовалась бумага, обернутая вокруг цилиндрического ствола с нажимным поршнем внутри, при этом вращение ствола было связано с крейцкопфом поршня с помощью проволоки, натянутой под действием веса или пружины.

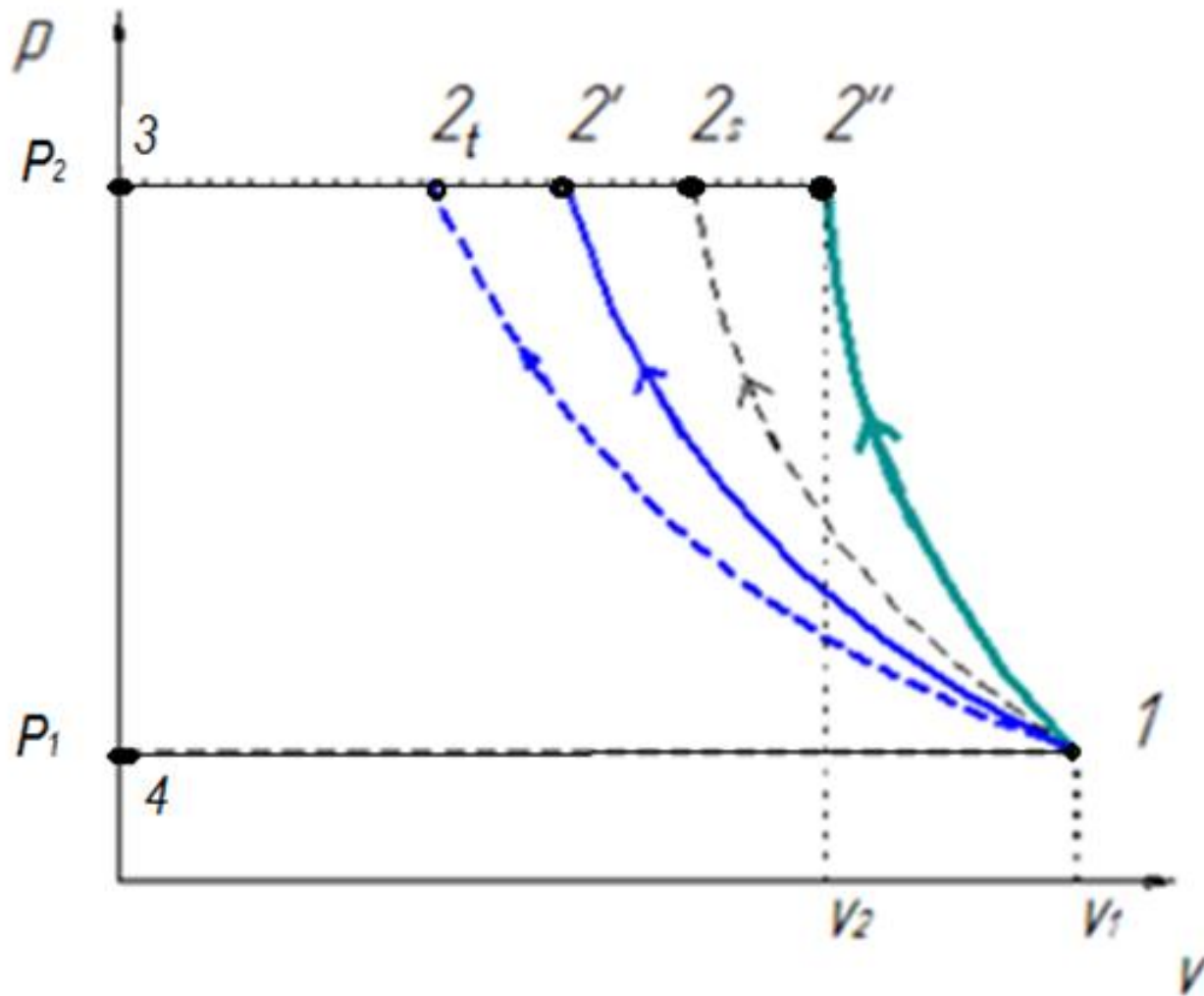
В 1869 году британский морской инженер Николас Проктер Бург написал полную книгу по схеме индикатора, объясняя устройство шаг за шагом.

Он заметил, что «очень большая часть молодых инженеров смотрит на индикаторную диаграмму как на загадочную продукцию»

Диаграммы PV могут использоваться для оценки чистой работы, выполняемой в термодинамическом цикле.

Чистая работа - это площадь, ограниченная кривой (1-2-3-4-1) на диаграмме PV .





- Ход кривой сжатия зависит от условий **сжатия**: см. рис. В принципе, процесс сжатия может быть изотермическим (1-2_t), адиабатным (1-2_s) или политропным с $m < k$ (1-2') и $m > k$ (1-2'').
- Процесс **нагнетания** сжатого газа (2-3) осуществляется изобарно.
- Процесс (3-4) – **условный**, соответствует падению давления в цилиндре **без «вредного пространства»** (пояснение термина - см. след.слайд.) при изменении направления движения поршня.
- **Всасывание** изображено процессом 4-1

Процесс сжатия сопровождается повышением внутренней энергии - разогревом газа. Чтобы удержать температуру сжимаемого газа постоянной, нужно организовать очень интенсивный отвод теплоты в процессе сжатия.

Вредное пространство уменьшает количество засасываемого газа и тем самым уменьшает производительность компрессора, что с увеличением давления сжатия газа не позволяет получать газы высокого давления в одном цилиндре

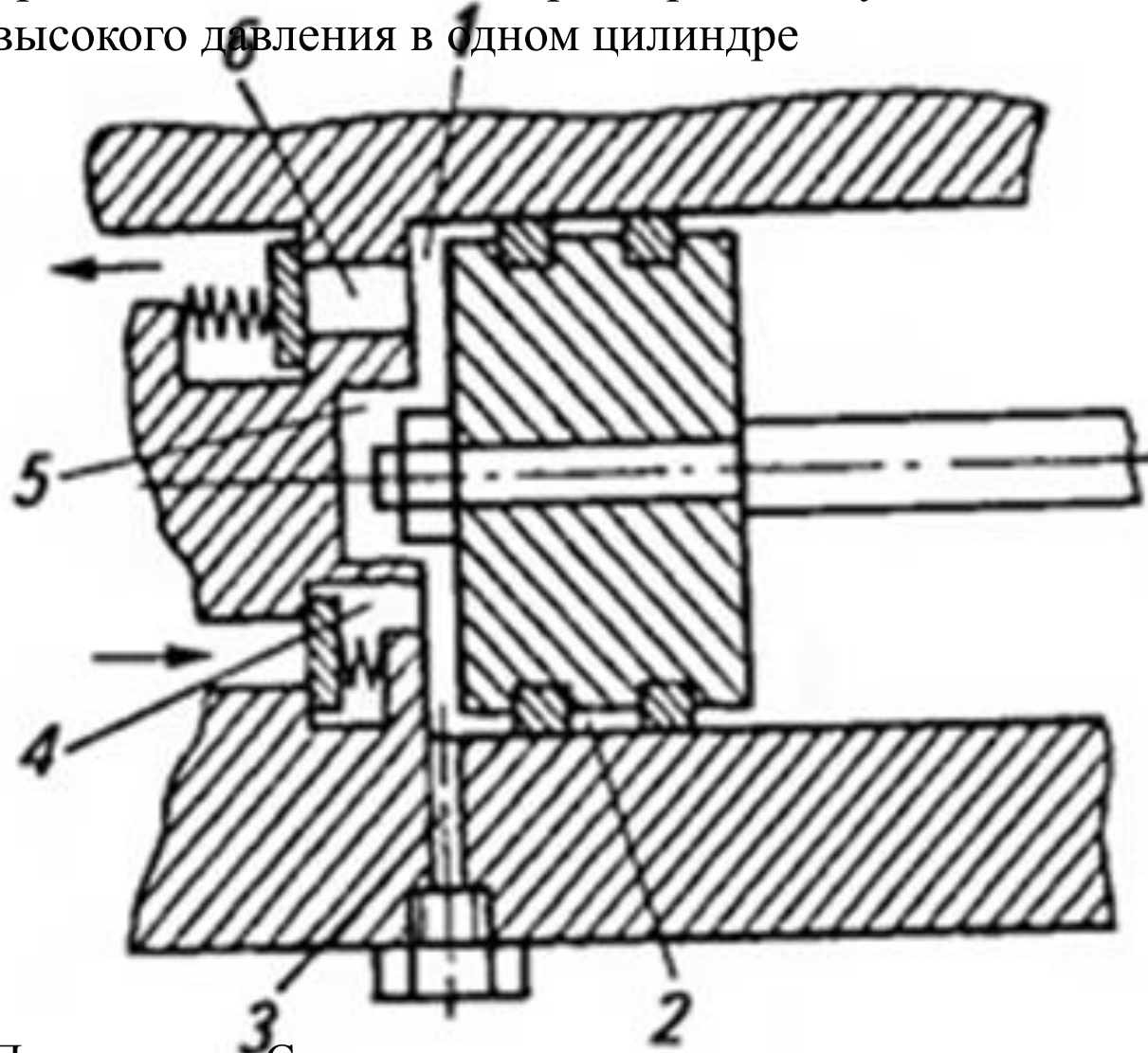
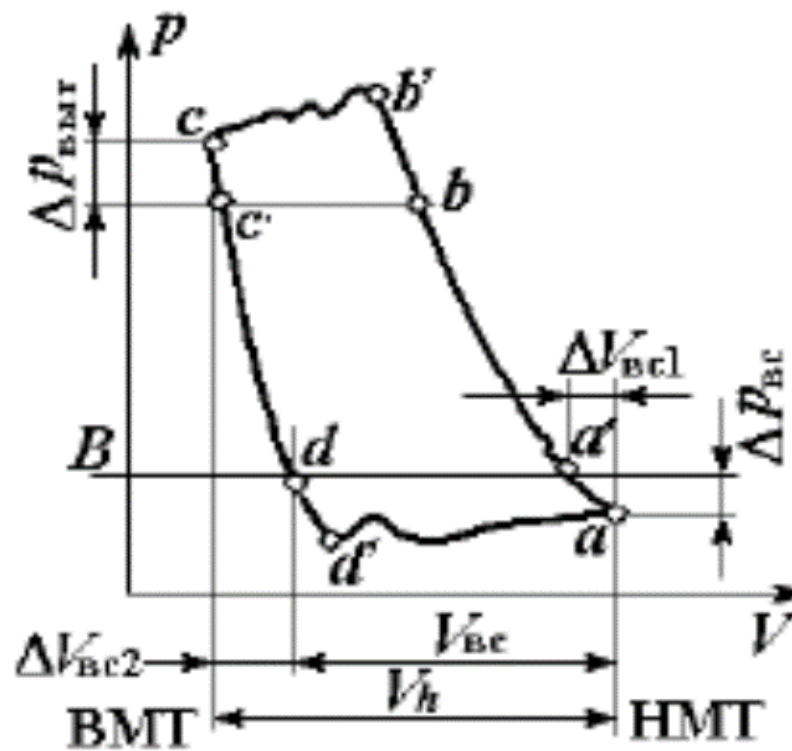
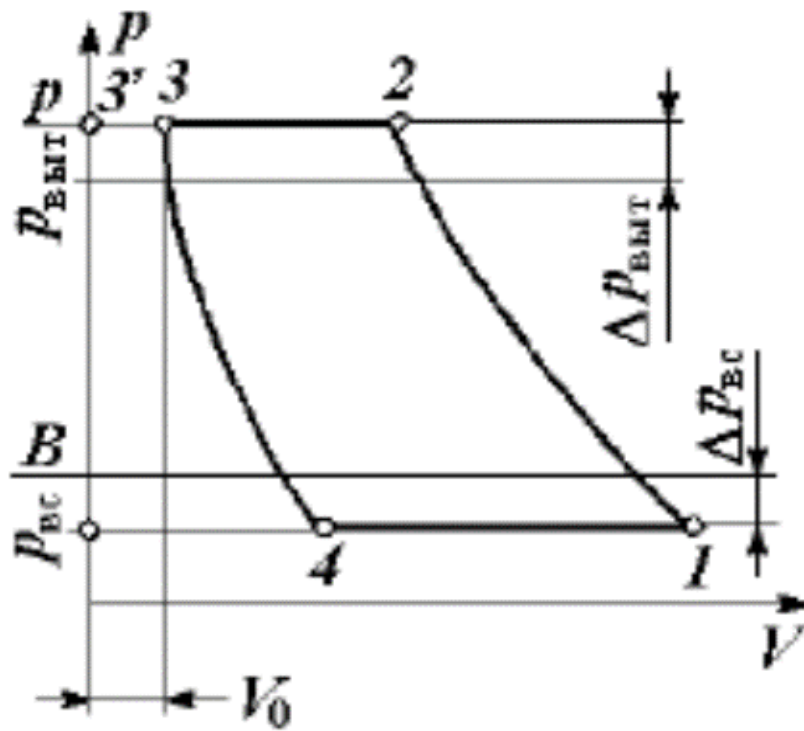


Рис. «**Мёртвые объёмы**»:

- 1 - линейный объём;
- 2 - объём между цилиндром и поршнем;
- 3 - объём индикаторного клапана;
- 4 - объём во всасывающем клапане;
- 5 - объём кармана под гайку;
- 6 - объём в нагнетательном клапане.

Примечание: Специально подчеркнем, что в поршневых насосах поршень тоже не подходит вплотную к крышке цилиндра. Однако вследствие несжимаемости жидкости (идеальной - теоретически, реальной - практически) никакого расширения остатка жидкости, разумеется, не происходит: $V_3 = V_4$.



Стоит обратить внимание на то, как протекают и чем отличаются действительные процессы при работе поршневого компрессора от идеализированных, по которым проводятся термодинамические расчёты.

В реальной машине и всасывающий, и выпускной клапаны обладают определённой массой и инерционностью, из-за чего открытие их происходит не плавно, а с некоторыми колебаниями относительно среднего положения: проходное сечение при этом то увеличивается, то уменьшается, изменяя расход газа, его скорость и давление. В результате начало процесса всасывания проходит при несколько меньшем давлении, чем основная часть процесса и давление на этой стадии процесса имеет колебательный характер.

Производительность действительного одноступенчатого компрессора V_e меньше производительности идеального компрессора, т.е. описанного поршнем объёма V_h , по целому ряду причин. Это уменьшение принято оценивать **коэффициентом подачи**:

$$\lambda = V_e / V_h ,$$

В инженерных расчетах коэффициент подачи обычно представляют в виде:

$$\lambda = \lambda_o \lambda_{др} \lambda_r \lambda_{пл} \lambda_{вл} ,$$

где λ_o - **объёмный коэффициент**, учитывающий уменьшение производительности действительного компрессора из-за расширения газа, остающегося после нагнетания во вредном пространстве;

$\lambda_{др}$ – **коэффициент дросселирования**, учитывающий уменьшение производительности из-за падения давления при протекании газа через всасывающие клапаны;

λ_r – **коэффициент подогрева**, учитывающий уменьшение производительности из-за подогрева всасываемого газа во время процесса всасывания;

$\lambda_{пл}$ - **коэффициент плотности**, учитывающий уменьшение производительности из-за неплотности рабочей полости;

$\lambda_{вл}$ – **коэффициент влажности**, учитывающий наличие водяных паров во всасываемом газе.

Сделав не очень сложный расчет, можно найти формулу для вычисления объёмного коэффициента (иногда его часто называют, но только условно,

объёмным КПД),:

$$\lambda_o = 1 - \epsilon_v \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/m} - 1 \right].$$

Здесь ϵ_v – относительный объём вредного пространства,

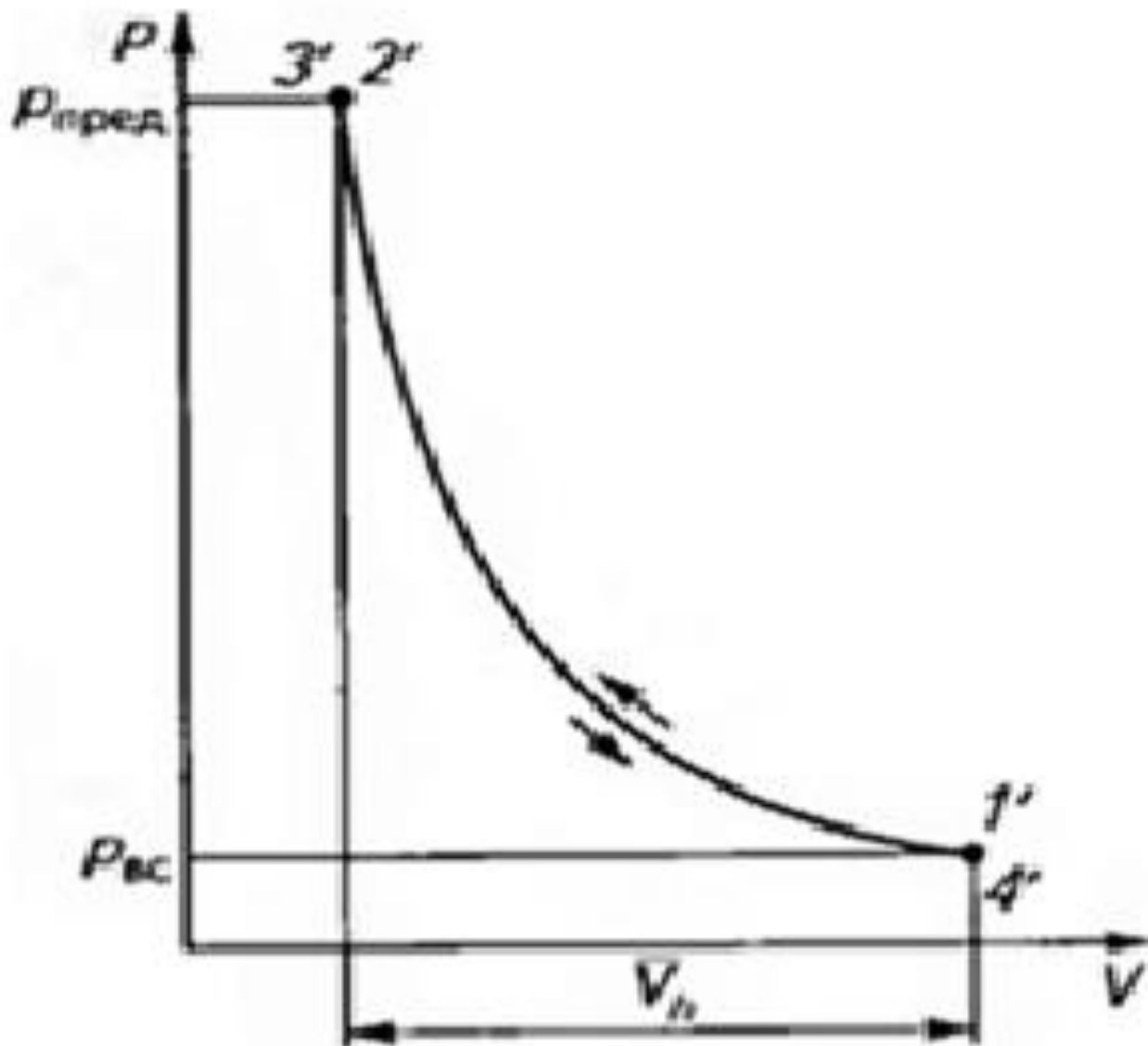
m – показатель политропы расширения

Анализируя формулу видим, что:

1. Значение λ_o понижается при увеличении относительного объёма вредного пространства. Величина ϵ_v задана в паспортных данных ПК.

В судовых компрессорах она обычно равна 0,05 – 0,15 (5 – 15%), причем нижний предел – для ступеней низкого давления, верхний – для высокого.

2. Значение λ_o понижается при увеличении степени сжатия p_2/p_1



Предельный случай работы компрессора (с точки зрения λ_0)

Значительно жестче пределы степени сжатия ограничиваются конечной температурой газа T_2 .

В процессе сжатия газа в компрессоре выделяется (и по возможности отводится) теплота. Причины её выделения:

- равновесный (обратимый) процесс сжатия газа;
- неравновесные (необратимые) процессы, связанные с рассеянием (диссипацией) энергии (трение движущихся частей рабочего органа компрессора, а также газа о его детали).

В ходе реального процесса в компрессоре не удаётся удерживать постоянной температуру сжимаемого газа. На практике не удастся отвести даже всю теплоту трения, не говоря уже о теплоте сжатия. Поэтому реальный процесс сжатия идёт, как правило, по линии 1 - 2", т.е. с показателем политропы **$m \gg k$** .

При эксплуатации компрессоров (и при расчётах - тоже) важно знать температуру газа T_2 после компрессора. Она устанавливается в зависимости от степени сжатия p_2/p_1 . Из уравнений после ряда преобразований имеем:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{m-1}{m}}$$

Значительно жестче пределы степени сжатия ограничиваются конечной температурой газа T_2 .

В процессе сжатия газа в компрессоре выделяется (и по возможности отводится) теплота. Причины её выделения:

- равновесный (обратимый) процесс сжатия газа;
- неравновесные (необратимые) процессы, связанные с рассеянием (диссипацией) энергии (трение движущихся частей рабочего органа компрессора, а также газа о его детали).

В ходе реального процесса в компрессоре не удаётся удержать постоянной температуру сжимаемого газа. На практике не удастся отвести даже всю теплоту трения, не говоря уже о теплоте сжатия. Поэтому реальный процесс сжатия идёт, как правило, по линии 1 - 2", т.е. **с показателем политропы $m > k$** .

При эксплуатации компрессоров (и при расчётах - тоже) важно знать температуру газа T_2 после компрессора. Она устанавливается в зависимости от степени сжатия p_2/p_1 . Из уравнений после ряда преобразований имеем:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{m-1}{m}}$$

При эксплуатации компрессоров (и при расчётах - тоже) важно знать температуру газа T_2 после компрессора. Она устанавливается в зависимости от степени сжатия p_2/p_1 . Из уравнений после ряда преобразований имеем:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{m-1}{m}}$$

Ограничения по T_2 связаны прежде всего с устойчивостью смазки.

Смазка должна быть термически устойчива к разложению (крекингу), а её температура вспышки – достаточно высока. Вязкость не должна заметно изменяться с температурой, иначе смазка не удержится на трущихся поверхностях.

Современные смазочные масла термически вполне устойчивы до весьма высоких температур и обладают высокой температурой вспышки. Кроме того, их вязкость сравнительно медленно понижается с ростом температуры. Тем не менее именно вязкостная стабильность смазки является главной причиной ограничений в температуре T_2 : при чрезмерно высоких температурах заметно понижается вязкость смазки, и она плохо удерживается на трущихся поверхностях; приходится увеличивать её расход, иначе возрастут затраты энергии на преодоление трения.

В настоящее время рассматриваемый температурный рабочий предел определён цифрами 200 / 220⁰C (соответственно - по отечественной классификации это масла класса КЗ-10Н / по международной DIN - масла класса VDL).

Температура вспышки современных компрессорных масел лежит в диапазоне 235 – 275⁰C.

В качестве примера оценим по формуле температуру T_2 при $T_1=300$ К (27⁰С) для вполне типичной степени сжатия 5 в случае адиабатного сжатия двухатомного газа ($k \approx 1,4$):

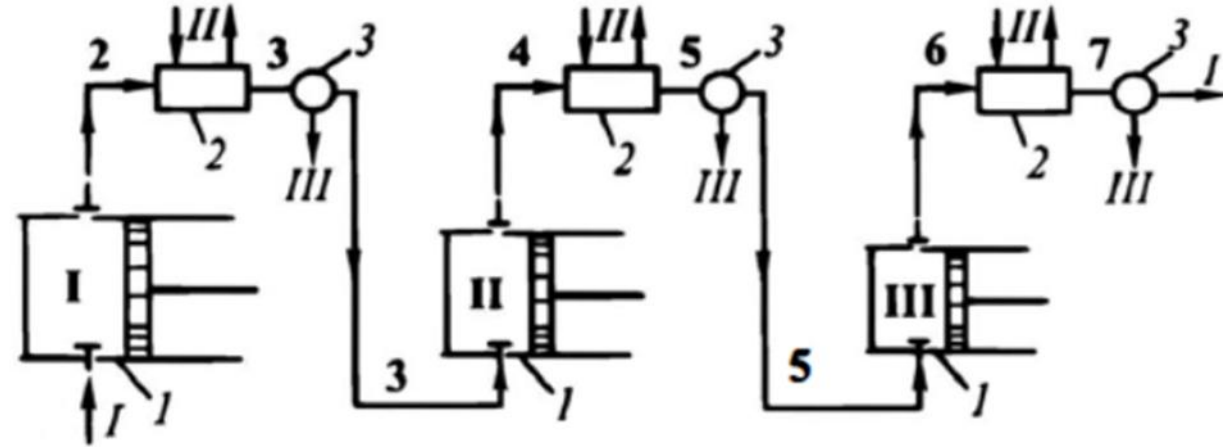
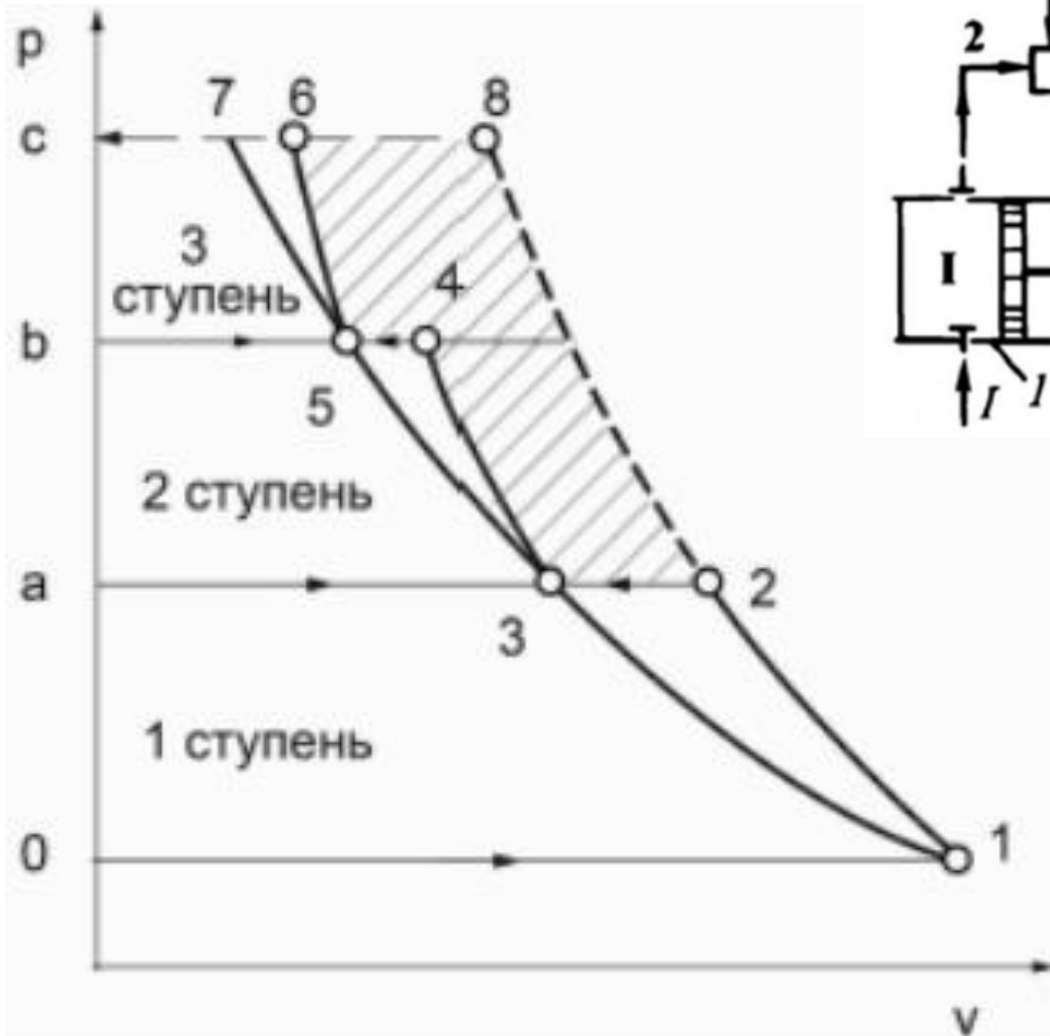
$$T_2 = 300 * (5)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 475 \text{ К} = 202^0\text{С}$$

Из приведенного выше численного примера следует, что в аспекте устойчивости смазки степень сжатия 5 уже близка к пределу.

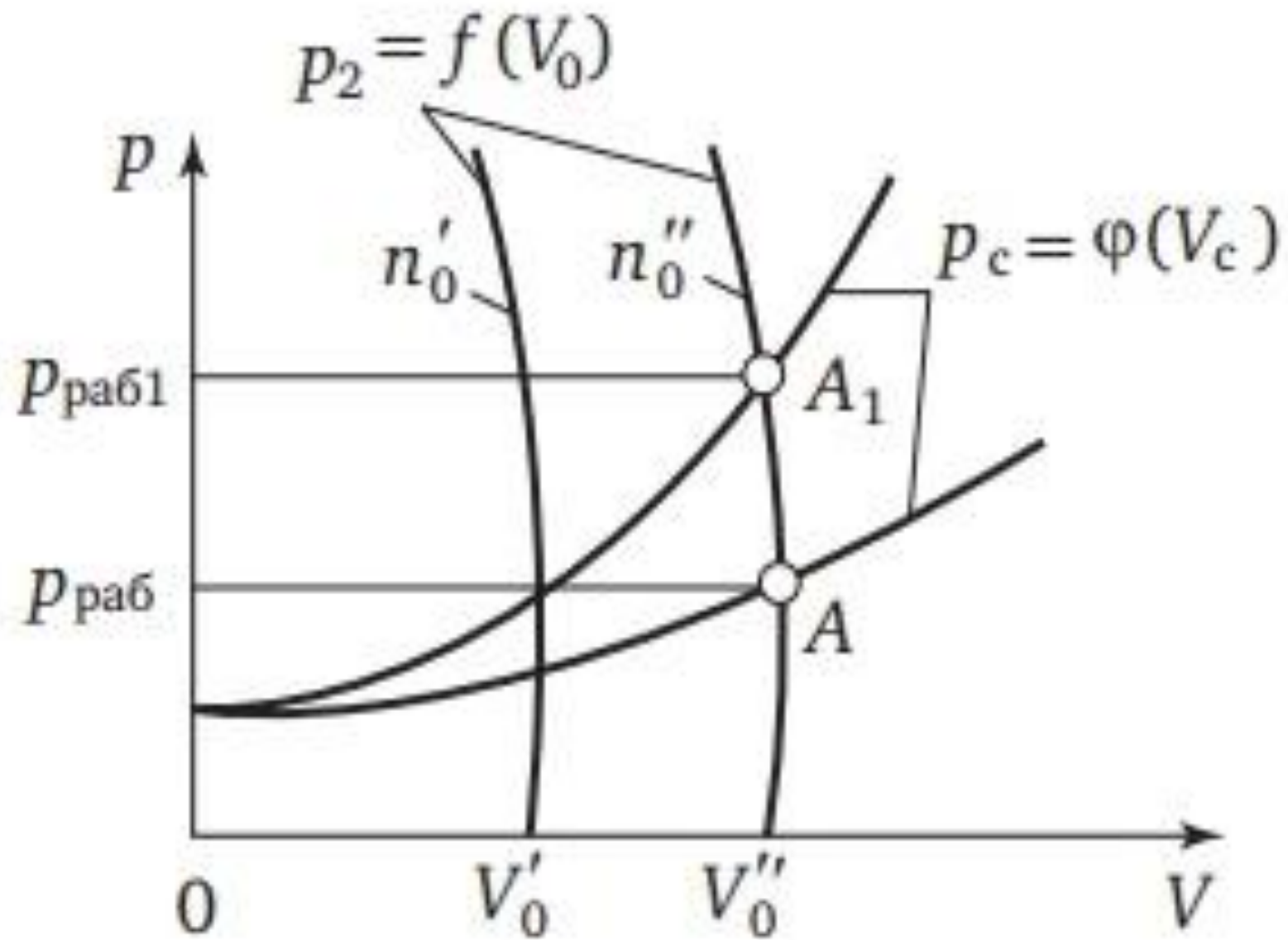
Вывод: величина степени сжатия одной ступени не может быть очень высокой, поскольку в этом случае: во-первых, неизбежное наличие вредного пространства значительно производительность компрессора; во-вторых, температура в конце сжатия повышается настолько, что приближается к температуре самовозгорания масла, и это делает машину взрывоопасной (кроме того высокая температура приводит к разложению и коксованию смазочного масла, нагар стопорит работу уплотняющих колец и клапанов, приводит к повышенному износу); и в-третьих, сильно возрастают механические нагрузки на детали КШМ.

Заметим, что на практике, при конструктивной организации эффективного охлаждения, можно увидеть, что степень сжатия первой ступени поршневого компрессора иногда достигает 7 (но никогда не превышает 8).

Более высокая результирующая степень сжатия достигается применением многоступенчатых компрессоров с **охлаждением газа между степенями**. На рис. в качестве примера изображена схема трёхступенчатой компрессорной установки.



В судовых компрессорах, которые являются быстроходными компрессорами малой производительности несколько затруднены условия теплоотвода в ступенях высокого давления, где на единицу сжатого газа приходится меньшая теплоотводящая поверхность, чем в ступенях низкого давления. Снижение удельной поверхности теплоотвода в ступенях высокого давления не компенсируется повышением теплопроводности среды вследствие её высокой плотности. Этим диктуется необходимость принимать всё более низкие степени сжатия, а также относить процесс сжатия в ступенях высокого давления всё более к адиабатическому. Что также отражено и на рис. где отрезок $0 - a > a - b > b - c$.

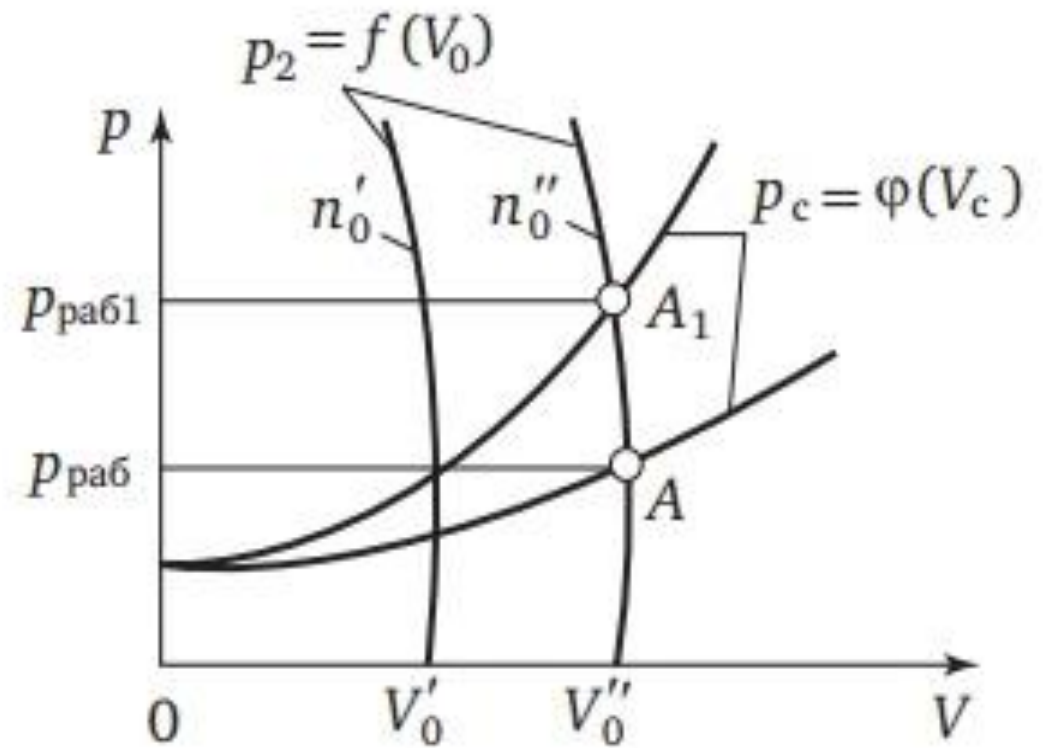


Характеристики работы поршневого компрессора на различные сети и при различной частоте вращения вала (n'_0, n''_0)

Пересечение характеристик компрессора и сети определяет рабочую точку A и рабочие параметры машины — подачу и давление.

Расход газа в сети по условиям работы потребителей обычно непостоянен.

Во избежание резких колебаний давления газа в сети необходимо изменять подачу компрессоров так, чтобы она всегда соответствовала потреблению.



Регулирование подачи компрессора в настоящее время осуществляется следующими способами:

1. дросселирование на всасывание;
2. изменение частоты вращения компрессора;
3. перепуск воздуха из нагнетательной полости во всасывающую;
4. *отжатием пластин всасывающего клапана* - установка депрессоров, при помощи которых всасывающие клапаны удерживаются в гнездах;
5. изменение объёма камеры сжатия в цилиндрах;
6. ступенчатая разгрузка цилиндров в многоцилиндровом компрессоре.
7. *отключением одной или нескольких машин при их*

Наилучший способ регулирования - изменение частоты вращения вала компрессора и там где, это возможно, установка двигателей синхронных или внутреннего сгорания. Однако приводом большинства компрессоров, используемых на судах, служат асинхронные двигатели с нерегулируемой частотой вращения вала. А получающий в последние годы распространение т.н. «частотно-регулируемый привод» применяется чаще для винтовых компрессоров. Традиционны же 3-й и 4-й способы. Причём именно четвёртый способ чаще всего встречается в судовых холодильных компрессорах.

При автоматическом управлении группой компрессоров, например пускового воздуха, один из них выбирается «первым»(может называться и «ведущим-дежурным»), который включается первым настроенным прессостатом, и, при повышенной потребности в сжатом воздухе, будет работать постоянно, а второй запускается и останавливается по мере необходимости, управляясь вторым прессостатом. Этот порядок запуска можно менять либо ежемесячно, либо в зависимости от технического состояния компрессоров.

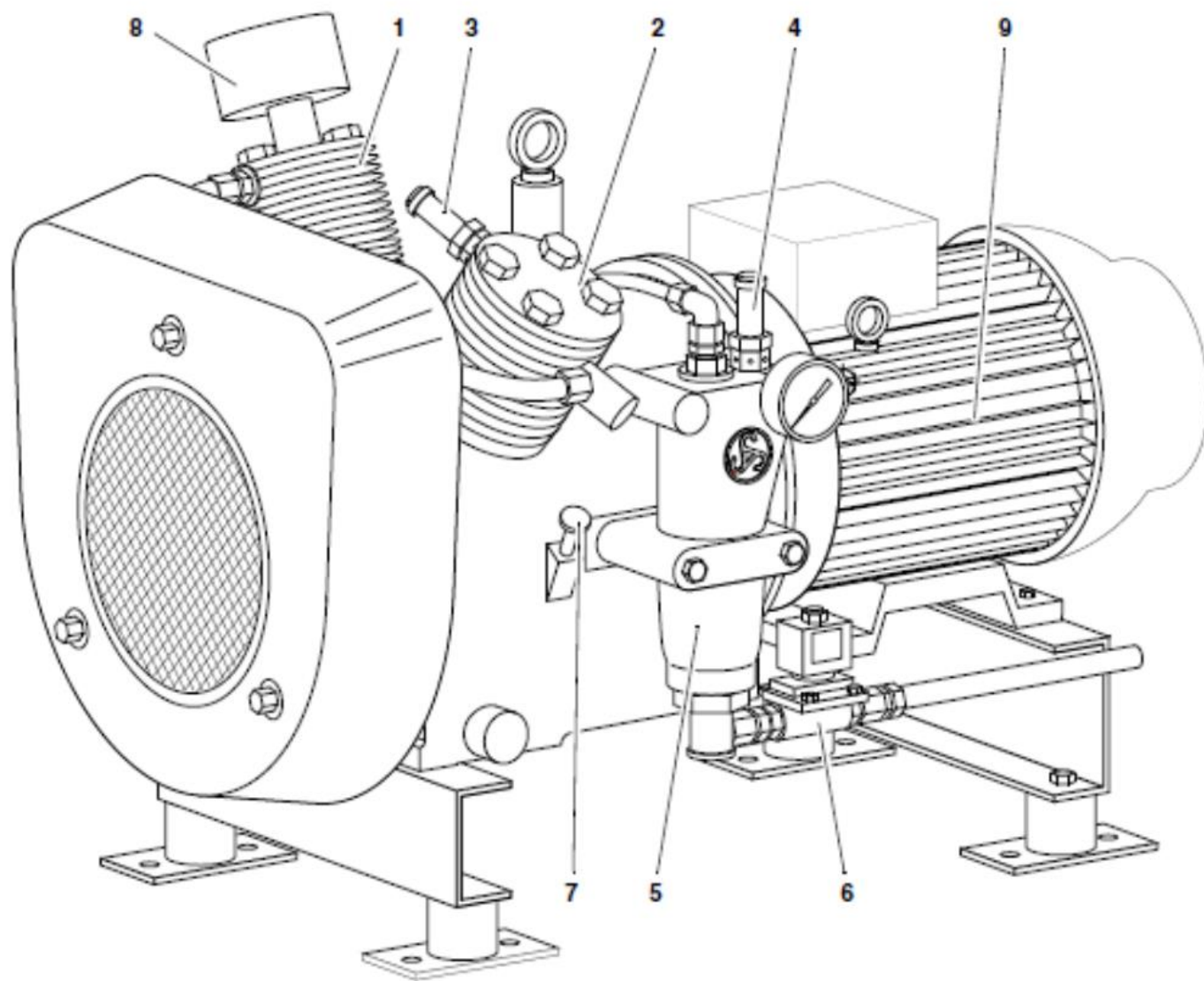
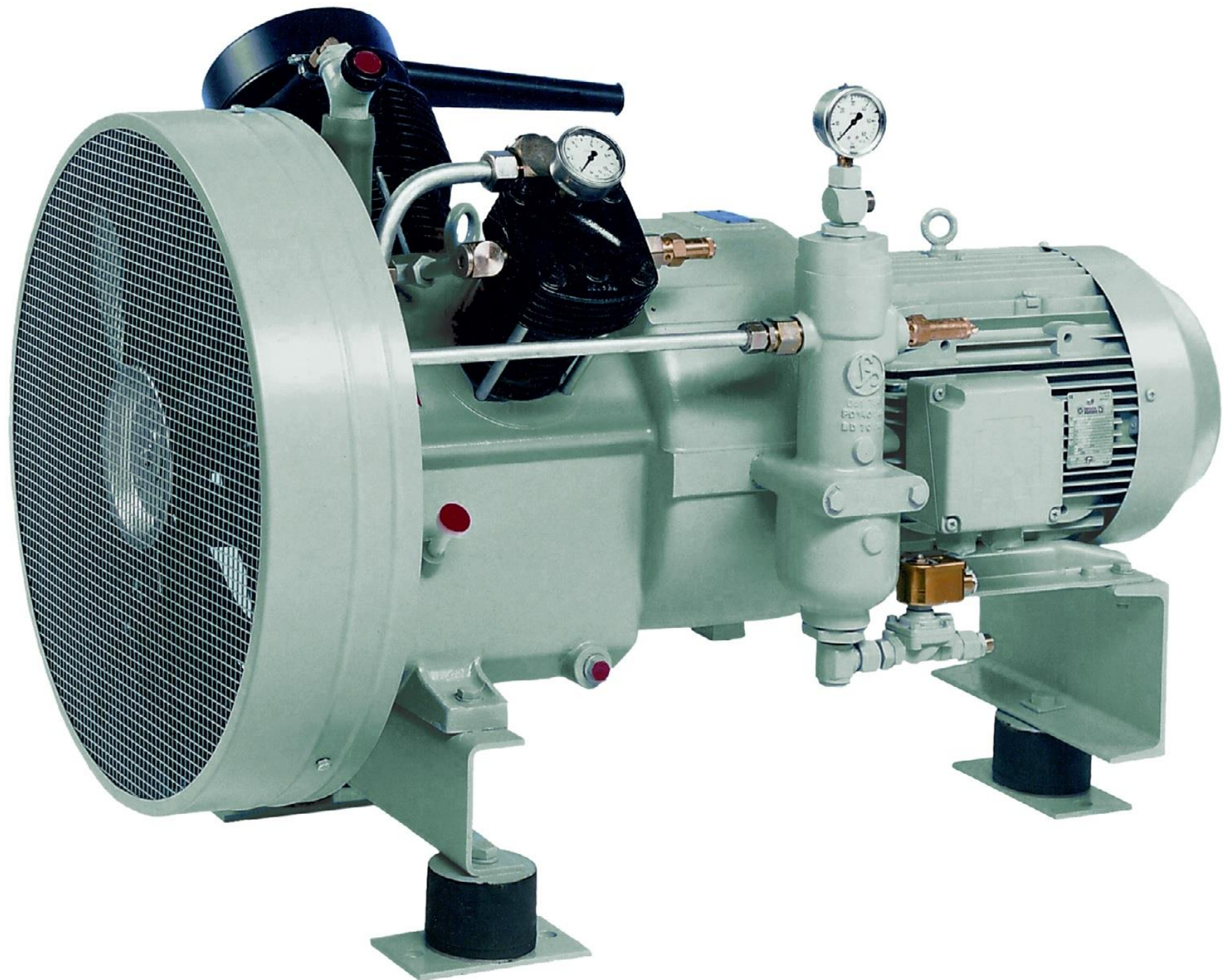
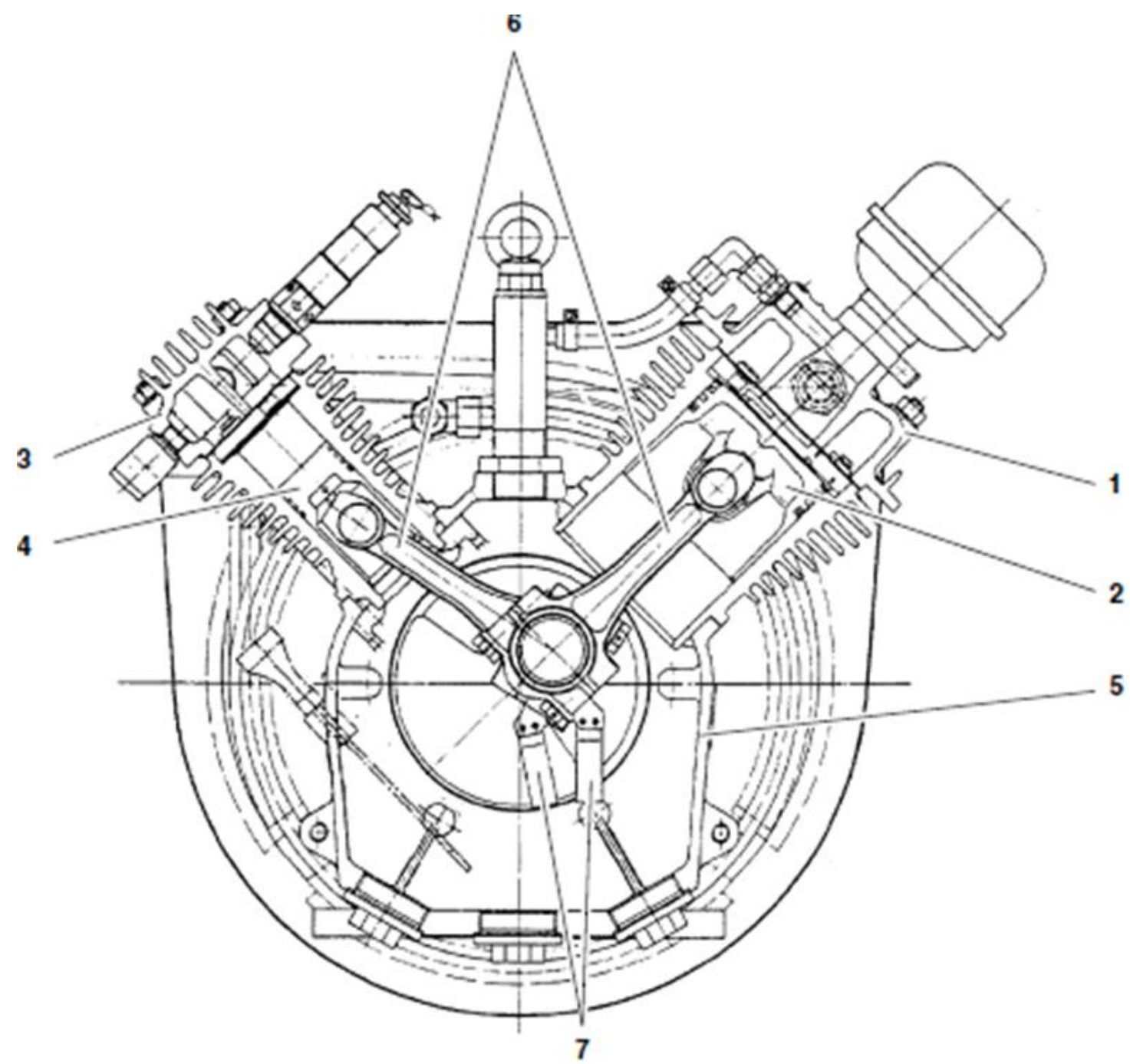


Рис. 3.5. Общий вид двухступенчатого компрессора Sauer Marine WP65L с воздушным охлаждением. Давление 30 бар, производительность при 1780 мин⁻¹ 80 м³/час, привод 15 кВт, вес 328 кг.

1 - цилиндр 1-й ступени; 2 - цилиндр 2-й ступени;
3 - предохранительный клапан 1-й ступени;
4 - предохранительный клапан 2-й ступени;
5 - влагоотделитель (сепаратор конденсата) 2-й ступени;
6 - дренажный клапан 2-й ступени;
7 - масломерный щуп; 8 - воздушный фильтр; 9 - привод (электромотор или ДВС).





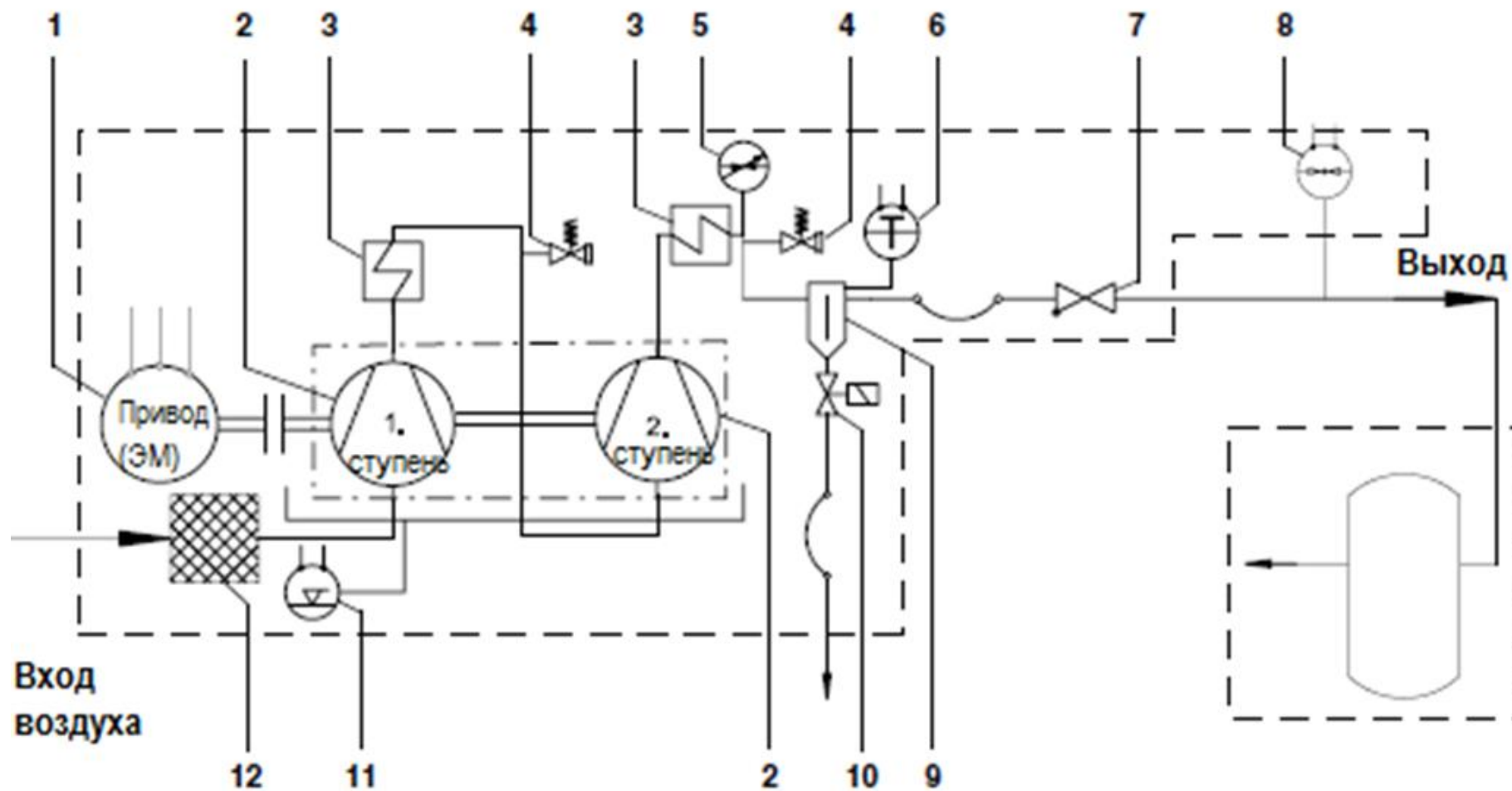
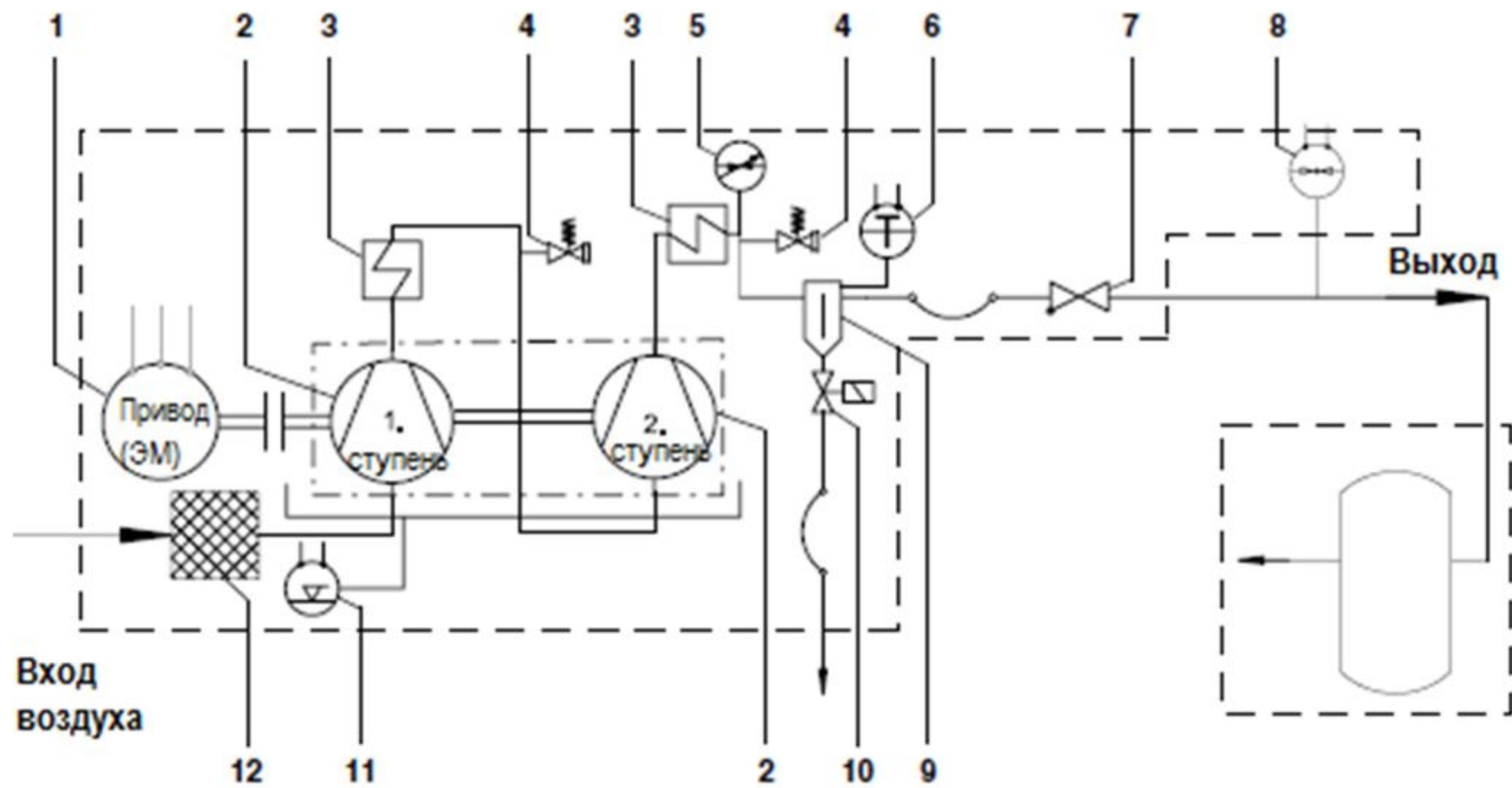
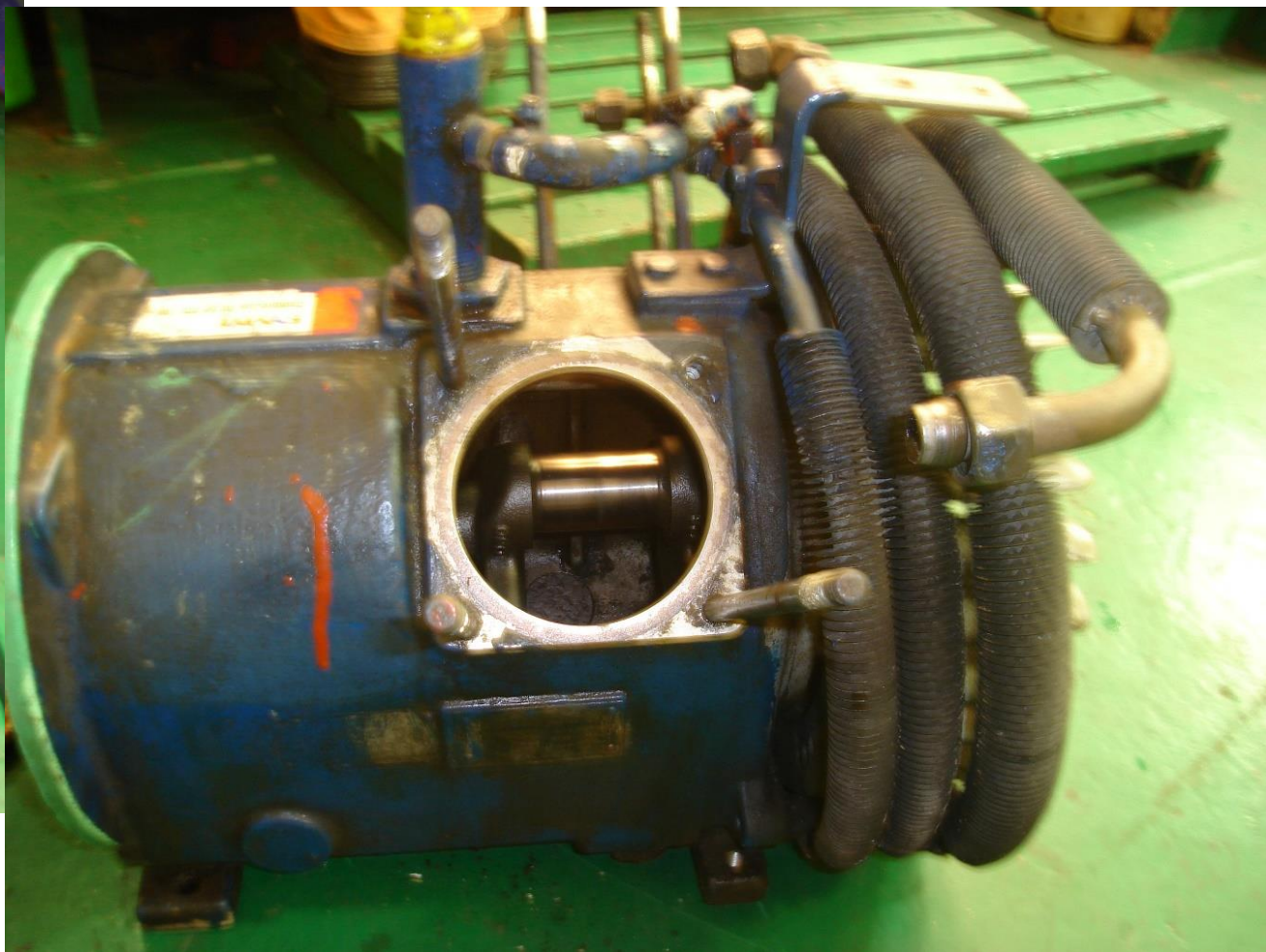


Рис. 3.7. Схема трубной обвязки и приборного оборудования (буквальный перевод так называемой “P&I diagram”) компрессора Sauer Marine WP:

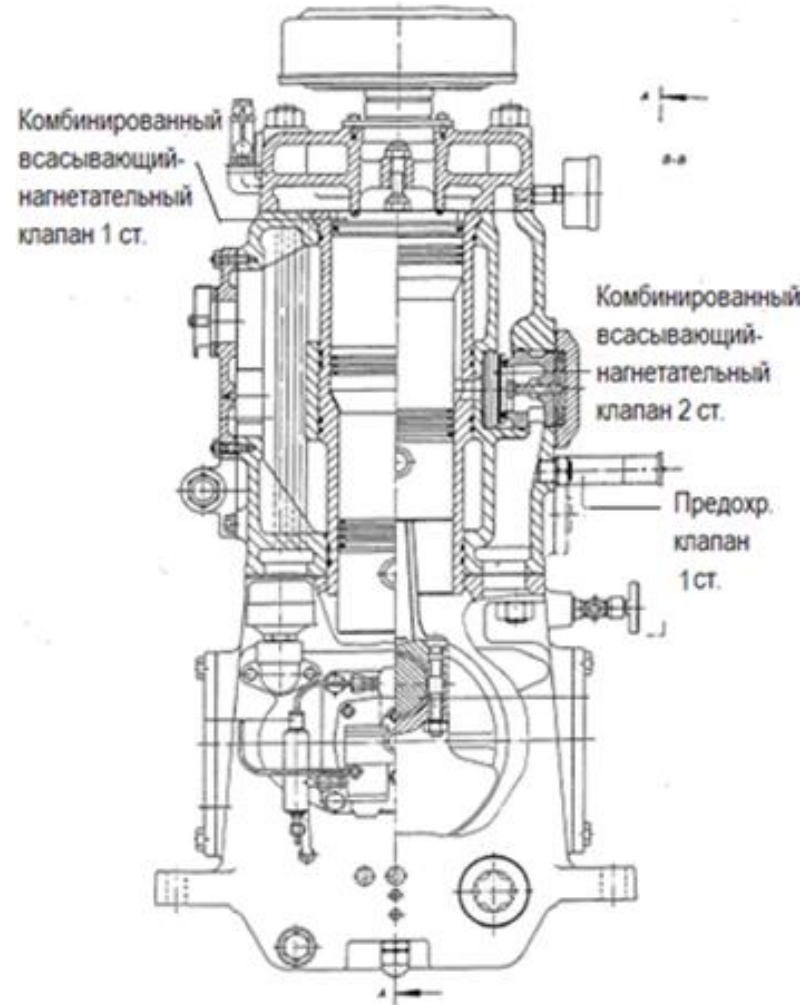
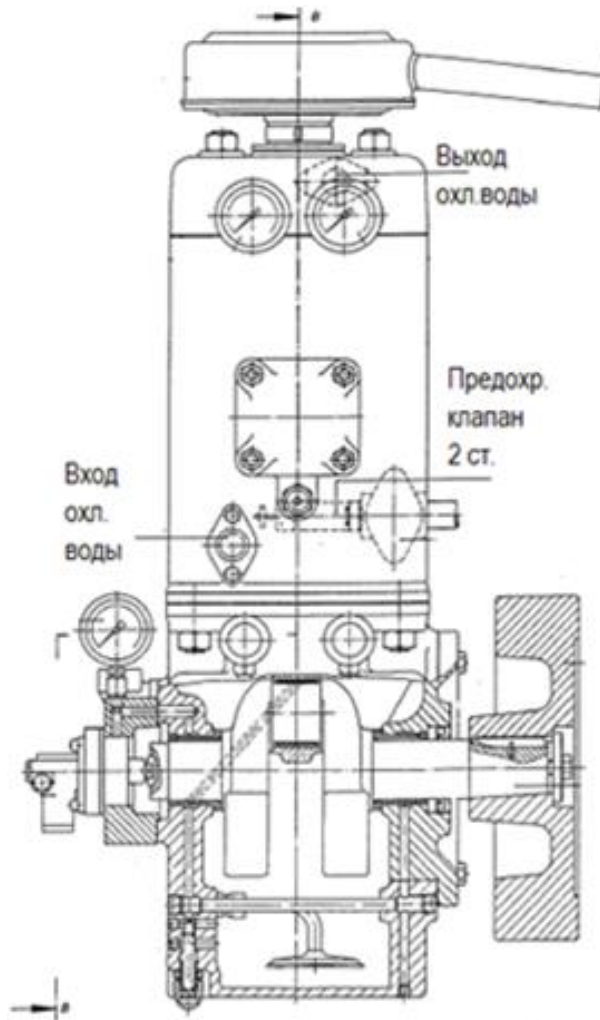
1 - двигатель привода; 2 - ступени компрессора; 3 - охладители (промежуточный и конечный - “intercooler” и “aftercooler”); 4 - предохранительные клапана; 5 - манометр; 6 - температурный выключатель (опционально); 7 - невозвратный клапан; 8 - выключатель по максимальному давлению (стандарт для электропривода, опционально для дизельного); 9 - влагоотделитель; 10 - дренажный клапан (для электропривода - соленоидный, для дизельного привода - ручной клапан); 11 - выключатель по уровню масла (опционально); 12 - приемный воздушный фильтр.



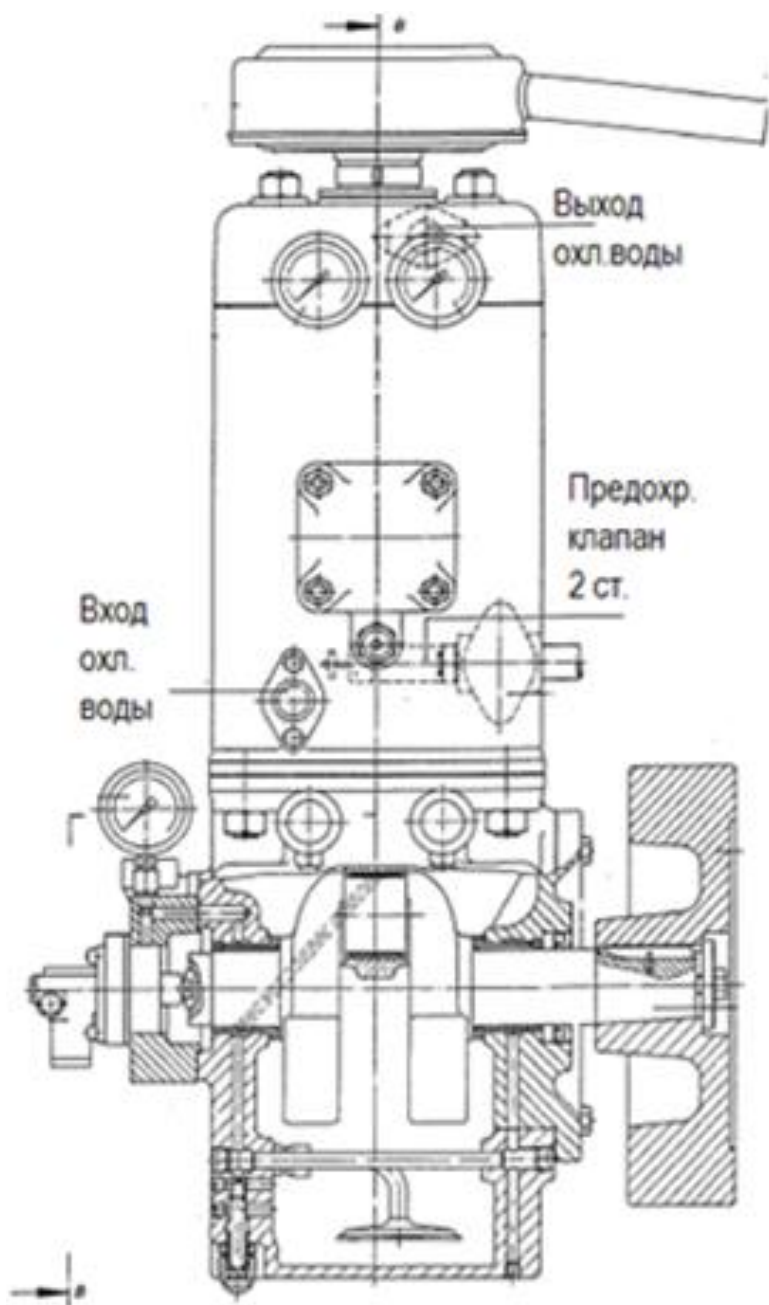




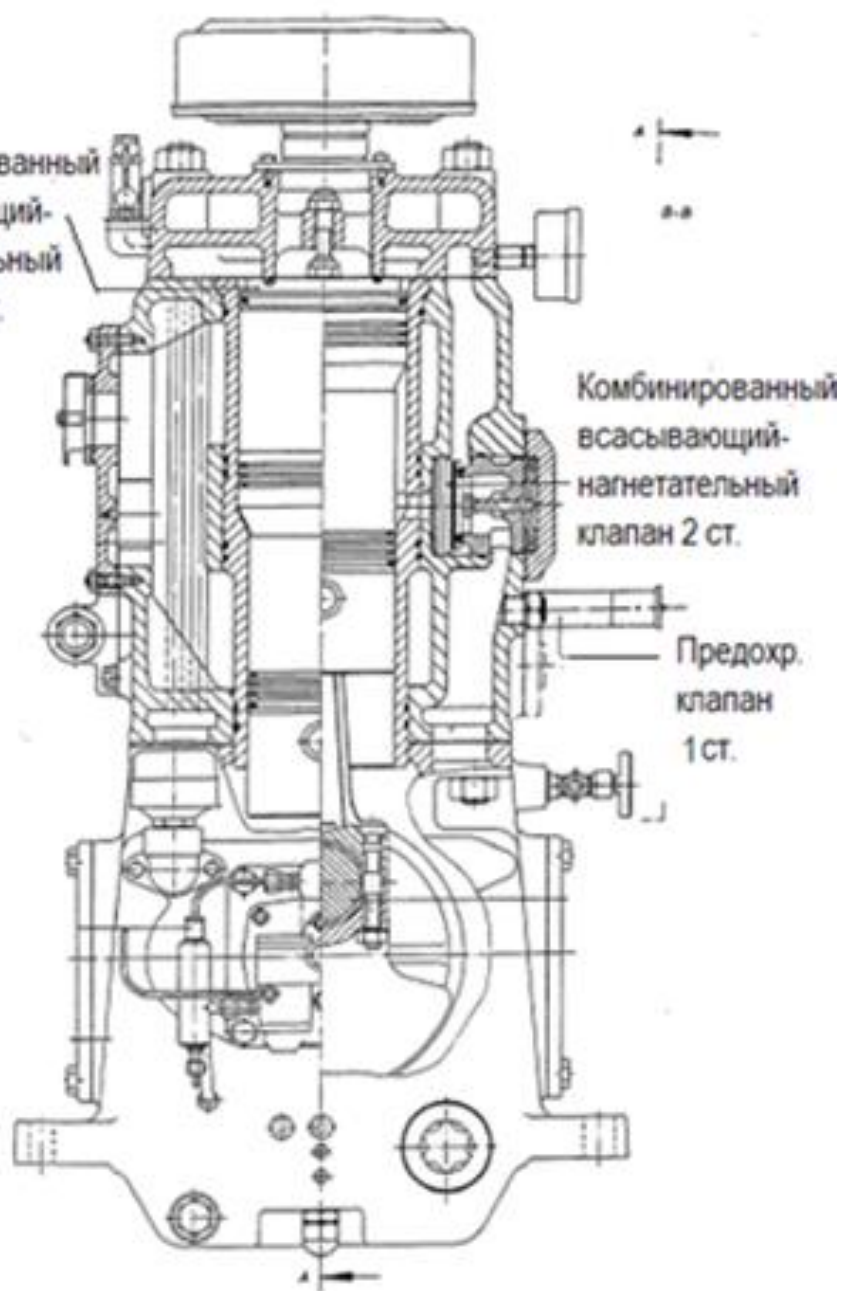
Компрессор фирмы Хатлапа тип W140

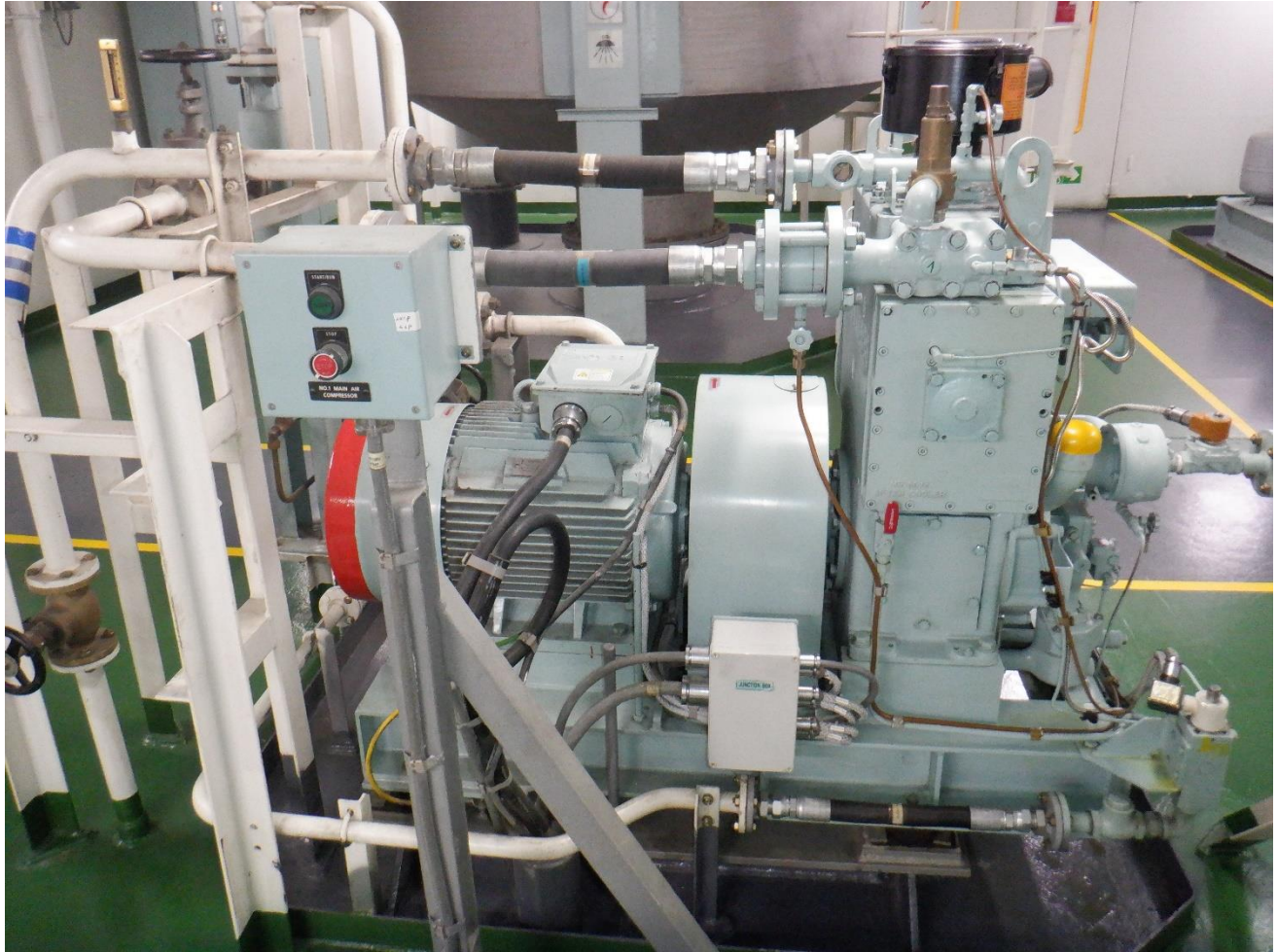


Принцип действия компрессора кратко заключается в следующем. В положении комбинированного (двухступенчатого) поршня в н. м. т. уже произошел процесс всасывания. Воздух поступил в надпоршневую полость через входной фильтр и комбинированный (всасывание и нагнетание) клапан первой ступени. При движении поршня вверх происходит сжатие воздуха в первой ступени и выталкивание его через тот же клапан в трубчатый охладитель первой ступени и далее к комбинированному клапану второй ступени. Происходит всасывание сжатого и охлажденного воздуха во вторую степень. Она представляет кольцевую полость под поршнем и увеличивается при движении поршня вверх. Поршневые кольца первой ступени предотвращают прорыв сжимаемого воздуха из первой ступени во вторую, а поршневые кольца второй ступени ограничивают попадание сжатого воздуха в картер. Далее при движении поршня вниз происходит всасывание в полость над поршнем (первая ступень) и одновременно - сжатие воздуха во второй ступени (кольцевом подпоршневом пространстве). В конце этого хода сжатый воздух выталкивается через клапан второй ступени в охладитель второй ступени (на рис. не показан), а затем в воздушный баллон. Охлаждающая вода поступает через фланец внизу, движется в зарубашечном пространстве компрессора противотоком направлению движения сжатого воздуха и выходит через верхний фланец. Уплотнительные резиновые кольца О-образного сечения предотвращают попадание воды в воздушное пространство и картер.



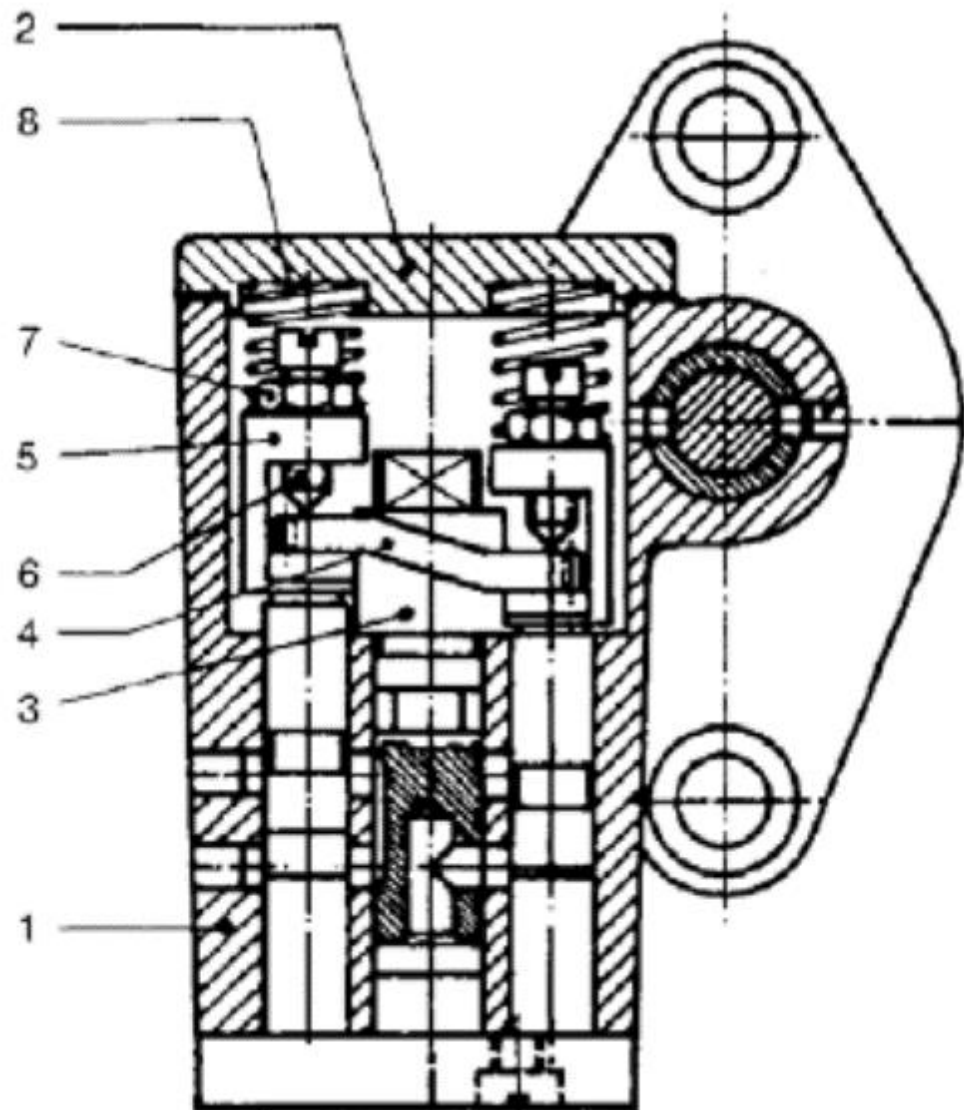
Комбинированный
всасывающий-
нагнетательный
клапан 1 ст.





Система смазки компрессора Хатлапа W включает два насоса:

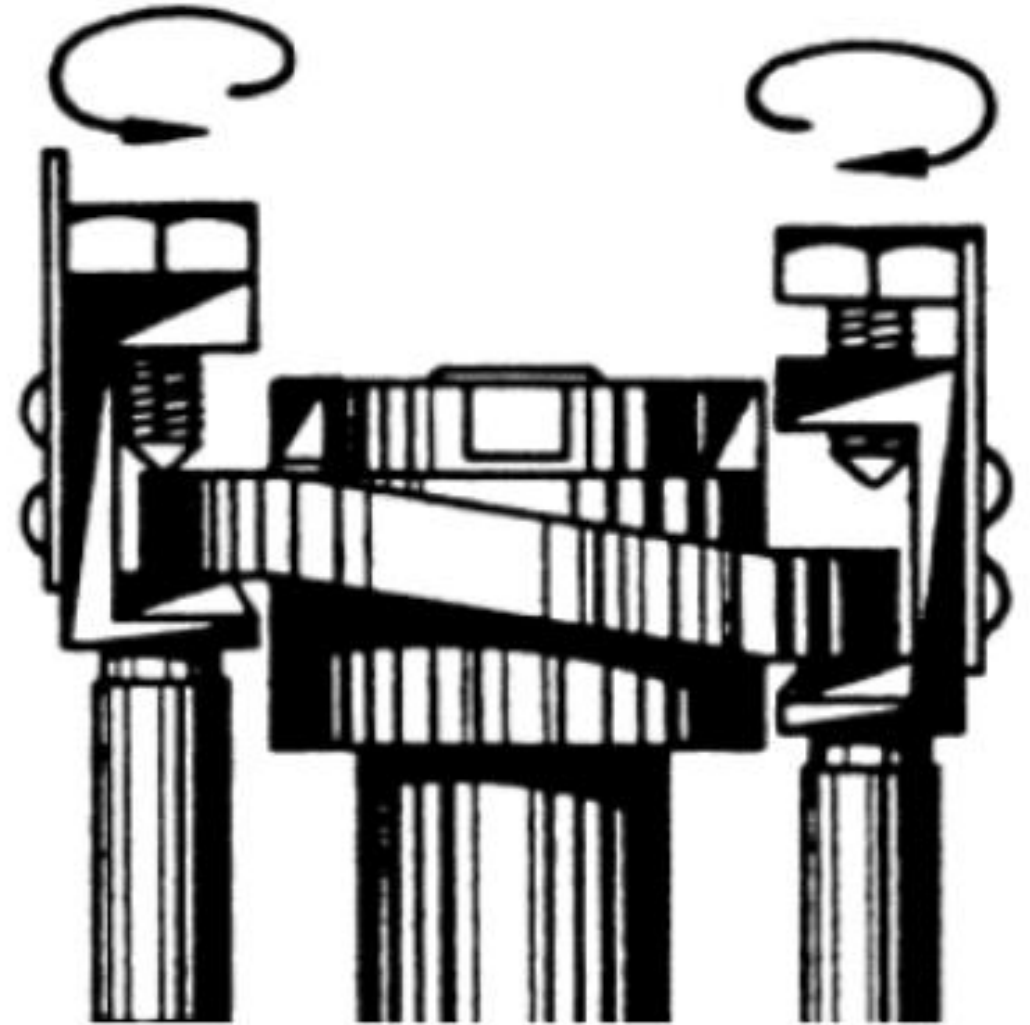
- один с прямым приводом от коленвала шестеренчатый насос для подачи масла в подшипники же коленчатого вала и шатунные. Этот насос всасывает масло из картера через сетчатый фильтр и нагнетает его по сверлениям к двум рамовым, мотылевому и шатунному подшипникам. Предельное давление насоса ограничивается специальным подпружиненным клапаном и измеряется установленным манометром. Оно контролируется прессостатом, который отключит компрессор в случае снижения давления ниже заданного (обычно 0,1 МПа).
- второй - для смазки цилиндров - дополнительный дозирующий насос. Он изображен на рис. 3.11 - видим, что это небольшой поршневой насос с приводом типа «качающаяся шайба».



Подача насоса увеличивается (рис. 3.12.) при вращении регулировочных винтов по часовой стрелке и контролируется по количеству капель в смотровом стекле-индикатора, расположенном на крышке компрессора на.

Нормально в эксплуатации это 1 капля за примерно 5 секунд.

Во время обкатки (на первые 1,5 часа) после ремонтов подачу увеличивают раза в два.



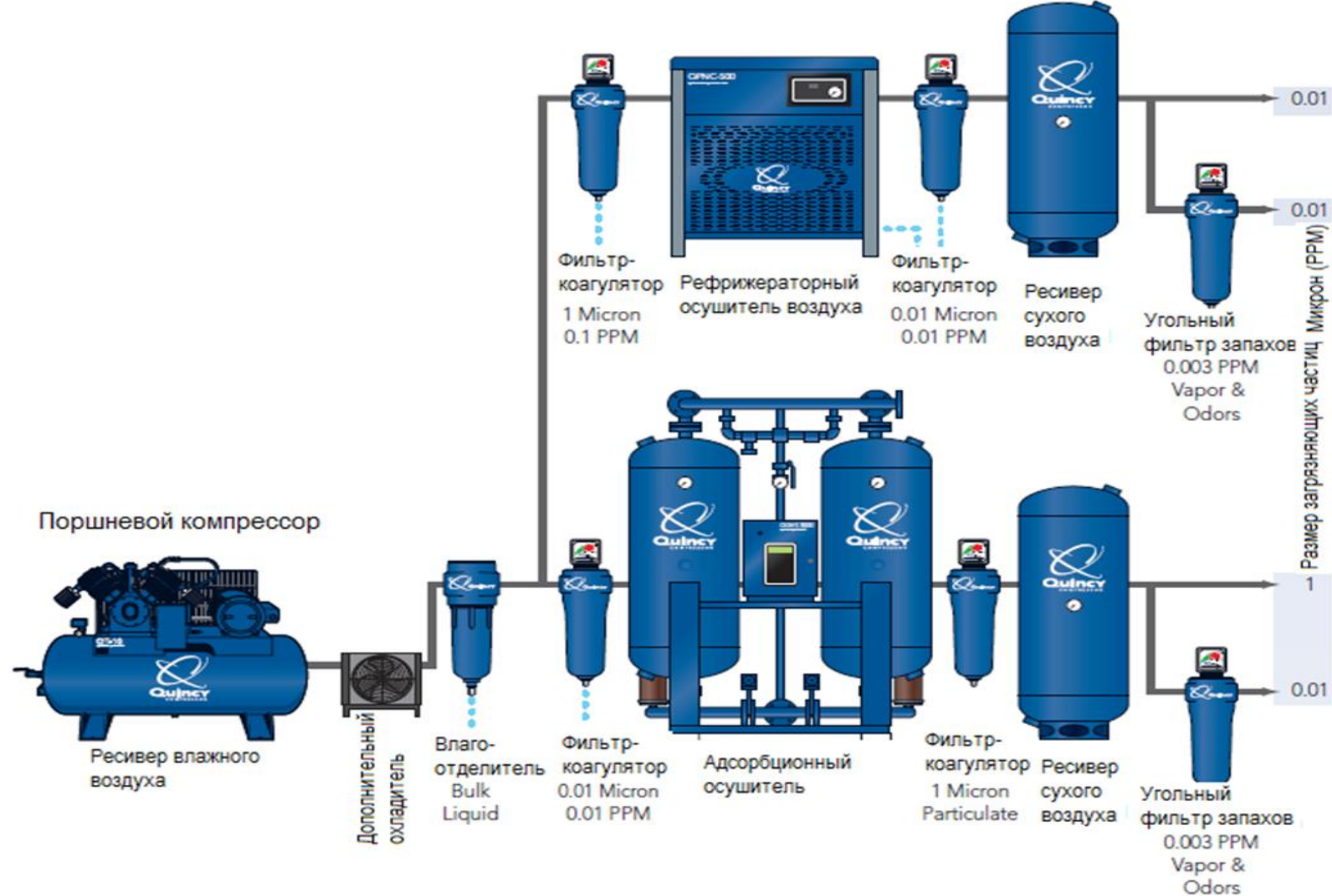


Компрессоры **Hatlapa L**, **Hatlapa W** и **Hatlapa V** (слева направо)

Совмещенный всасывающе-нагнетательный концентрический клапан с пластинчатыми пружинами



- 1** Центральный болт
- 2** Стопорная пластина/шайба NORD-LOCK®
- 3** Седло всасывания
- 4** Рессорные листы
- 5** Плита/кольцо нагнетательного клапана
- 6** Плита всасывающего клапана
- 7** Кольцевое уплотнение
- 8** Седло нагнетания



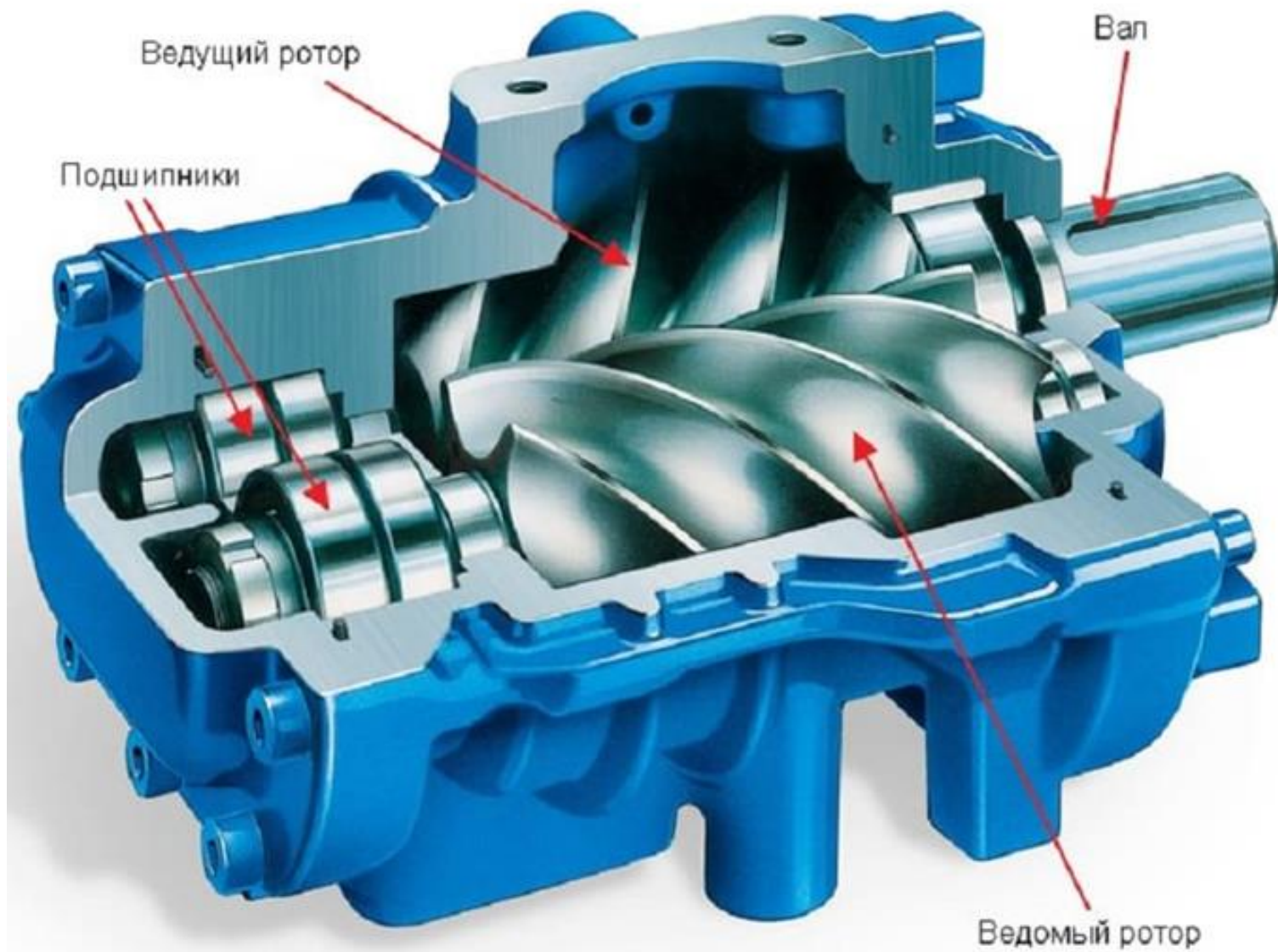
Компрессор фирмы “НК” тип “Н25” с резервуаром на 63литра.
Компрессор двухступенчатый двухцилиндровый, способен создать давление до 5 МПа. Производитель указывает, что при скорости движения - 50 двойных ходов рычага в минуту подача компрессора равна 1,8 м3 в час, то есть давления в 3 МПа в этом небольшом резервуаре будет достигнуто чуть больше, чем за минуту.



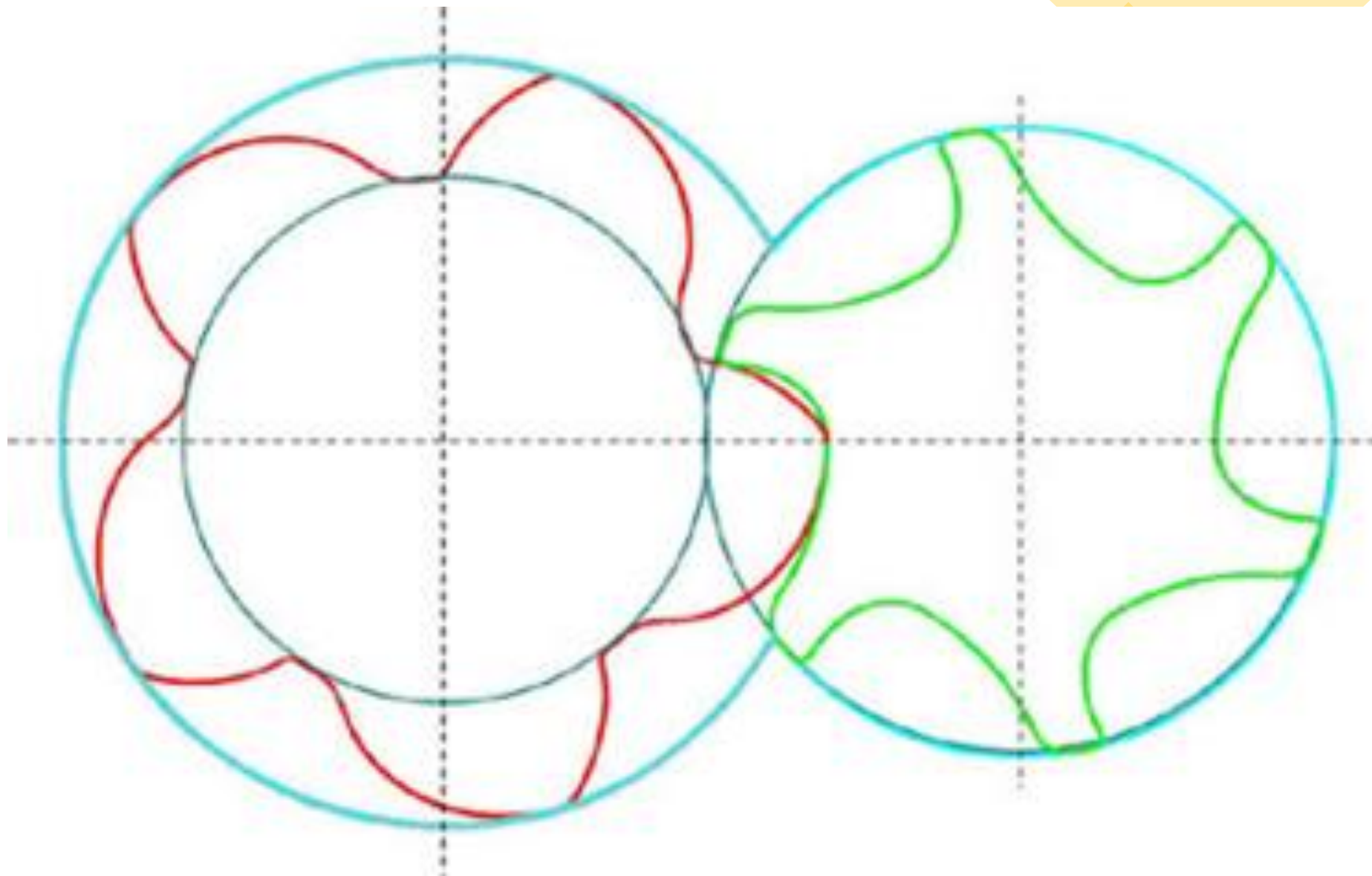
2.3. Винтовой компрессор

По энергетическим показателям и параметрам винтовые компрессоры достигли уровня лучших поршневых и центробежных компрессоров. Максимальные значения изотермического КПД достигают 0,66—0,68 для маслозаполненных машин и 0,64—0,66 — для компрессоров сухого сжатия.

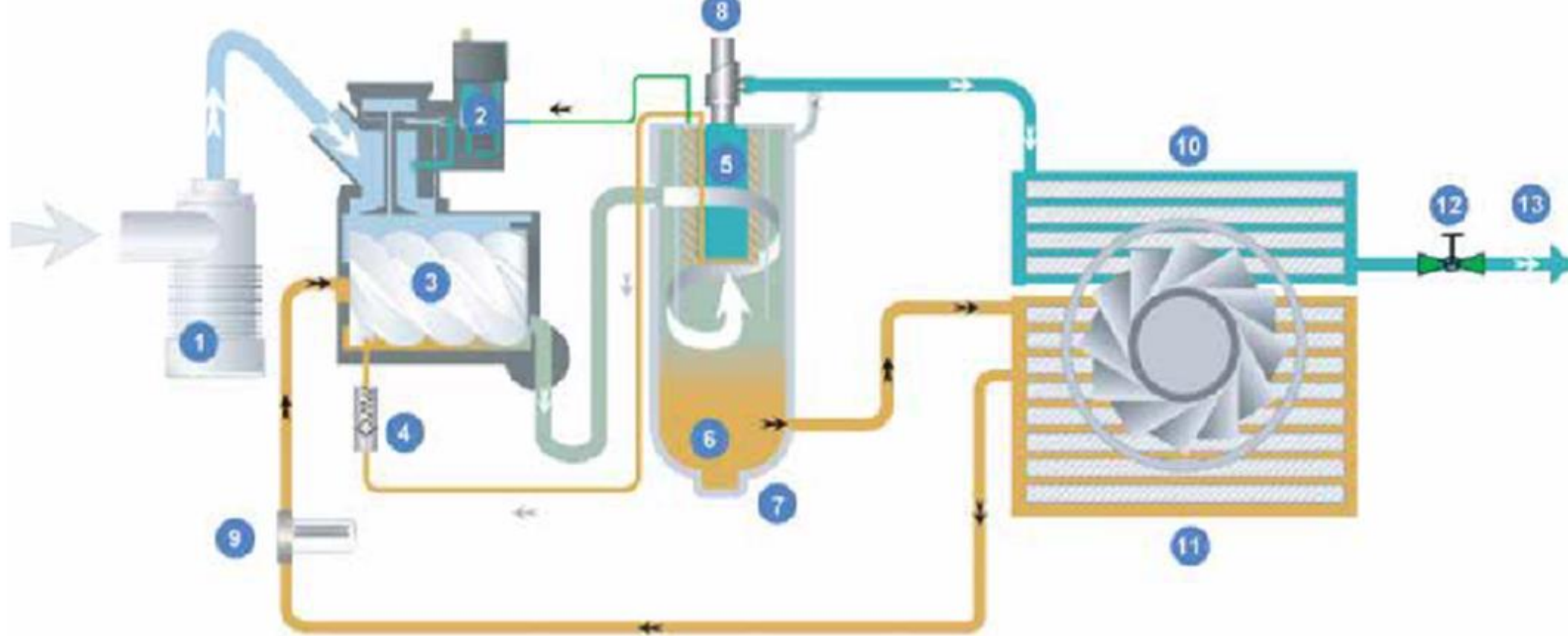
Винтовые компрессоры конкурируют с поршневыми и центробежными машинами в области производительностей 6—400 м³/мин при давлении нагнетания до 2,0 МПа, а в области производительностей 10—70 м³/мин применение винтовых маслозаполненных машин следует считать экономически наиболее целесообразным.



профиль роторов
винтового КМ.
На рис. 4.1.
компрессор имеет два
винтовых ротора.
Ведущий ротор с
выпуклой нарезкой
соединён
непосредственно или
через зубчатую
передачу
с двигателем. На
ведомом роторе
нарезка с вогнутыми
впадинами.







1 - Приемный воздушный фильтр;

2 - Впускной клапан;

3 - Винтовой компрессор;

4 - Клапан подпитки маслом в зависимости от давления подачи компрессором;

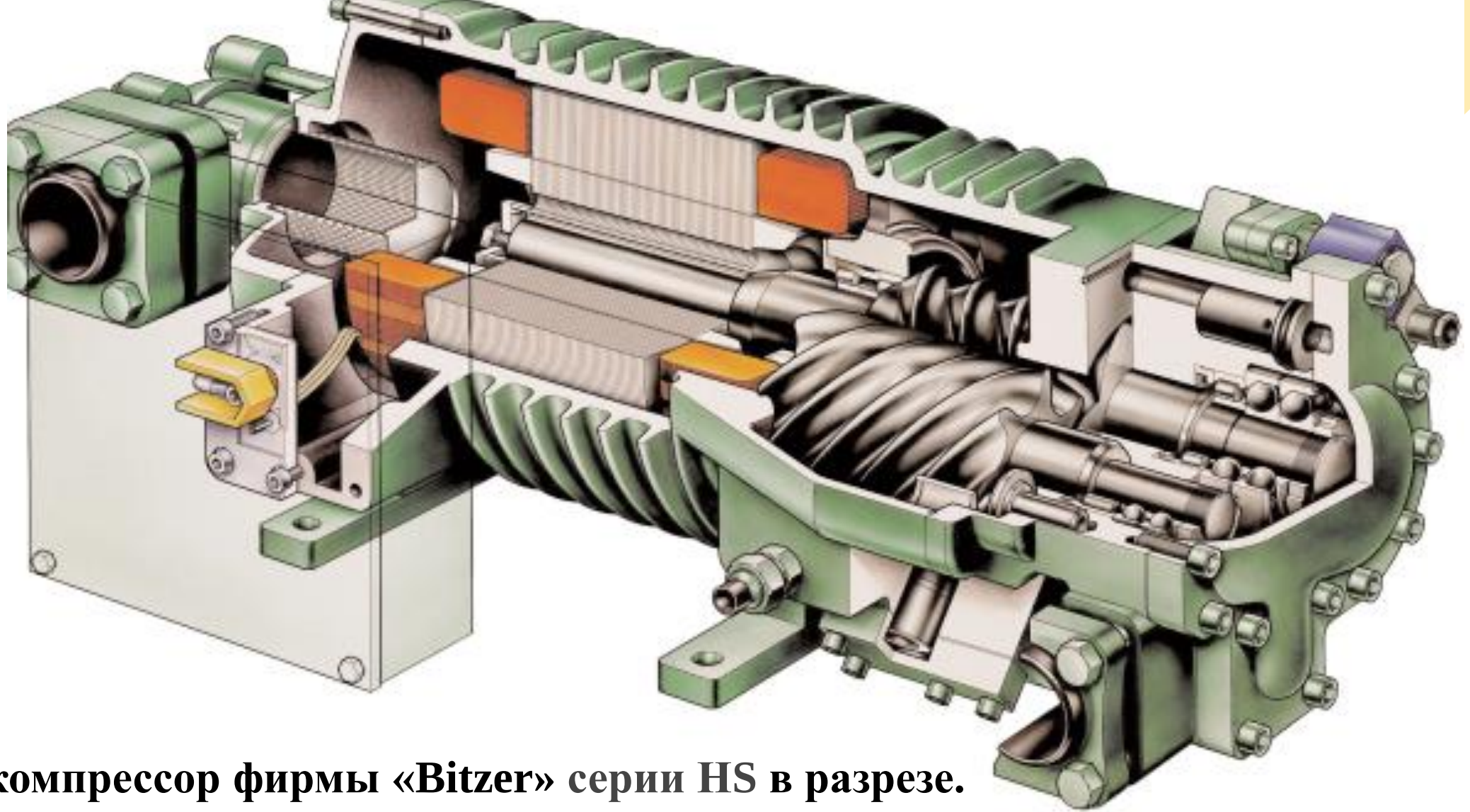
5 - Картридж маслоотделителя; 6 - Масло; 7 - Маслосборник;

8 - Предохранительный клапан;

9 - Маслофильтр; 10 - Воздухоохладитель; 11 - Маслоохладитель;

12 - Клапан шаровой; 13 - Выход воздуха.

Управление
Всасываемый
воздух
Масло
Сжатый воздух



Винтовой компрессор фирмы «Bitzer» серии HS в разрезе.

Серия представлена 13 моделями с подачей: 84 - 535 м³/час. Максимальное рабочее давление фреона компрессоров 28 бар, а производительность компрессора до 500 м³/час

Частотно-регулируемый привод. Компрессоры фирмы «Атлас Копко».

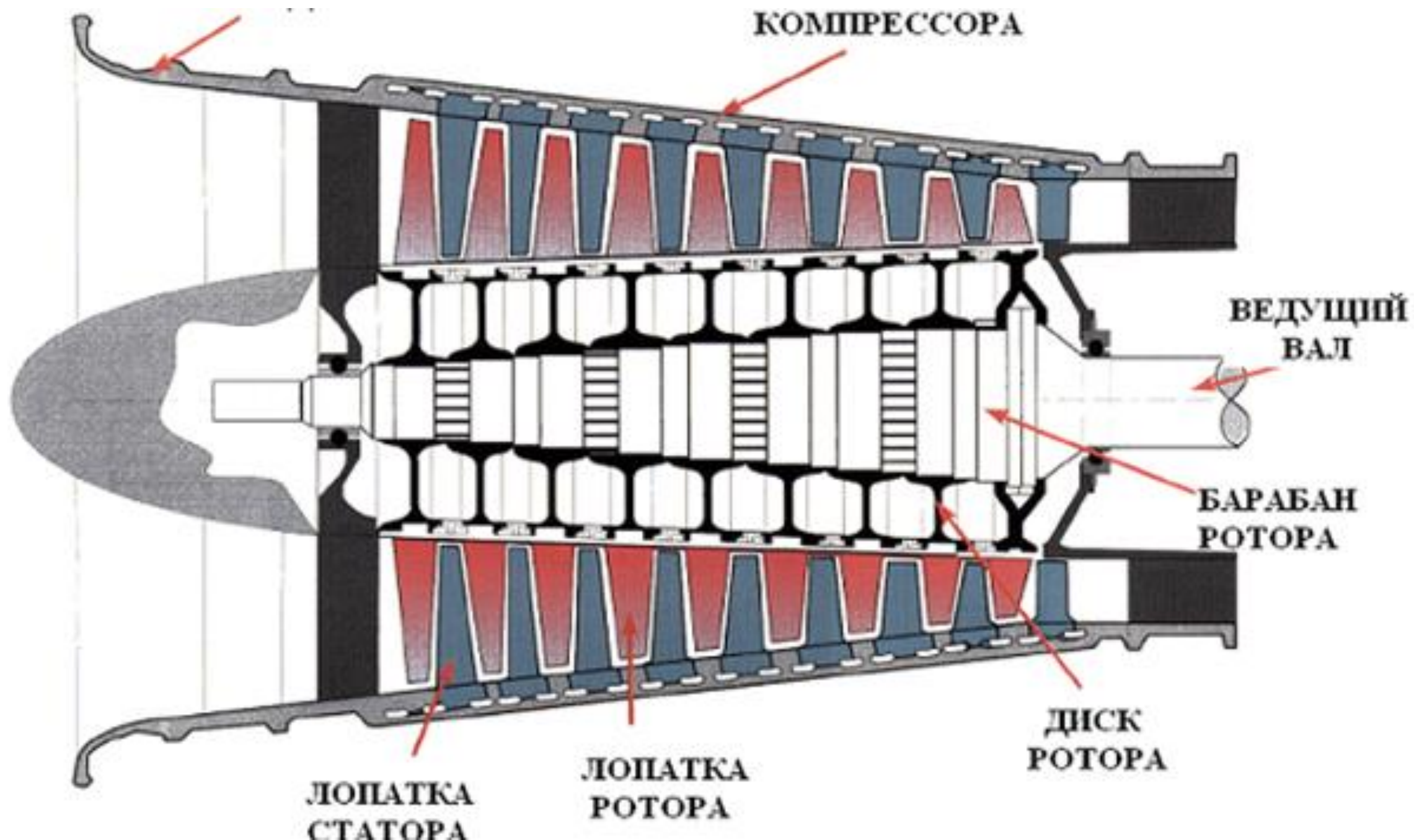
С развитием технологий электропривода в последние годы все более широкое распространение получает метод регулирования производительности компрессоров посредством изменения частоты вращения. Это - **частотно-регулируемый привод**. Рассмотрим его на примере винтовых компрессоров компании «Атлас Копко» (Atlas Copco) серии **MAS (Marine Air Solution)**. Эти винтовые компрессора в впрыском масле покрывают при давлении воздуха в 1,3 МПа диапазон от 28 до 507 м³/час. Привод с изменяемой скоростью вращения так в компании и называется - **VSD (Variable Speed Drive)**.





Компрессоры динамического действия.

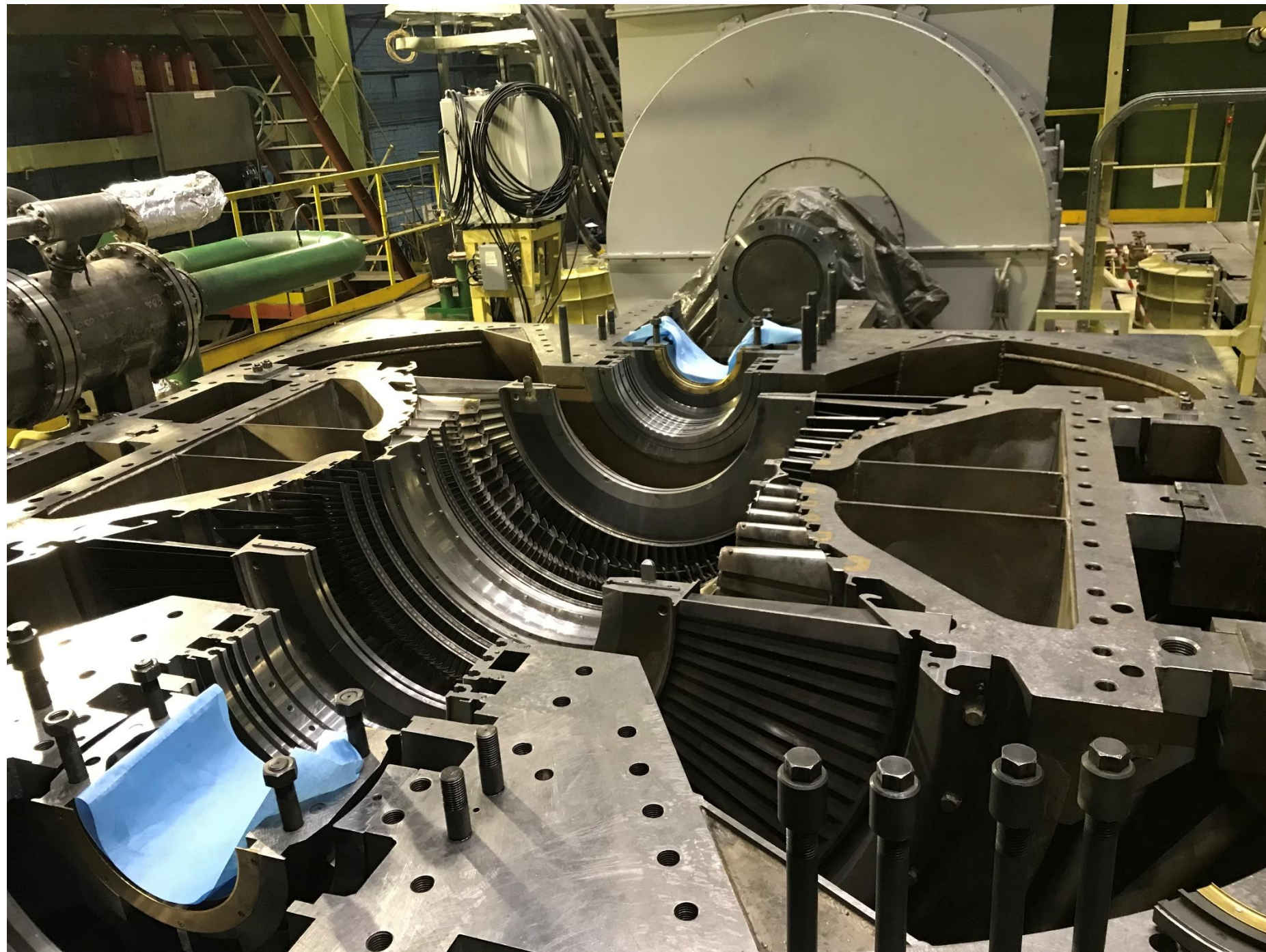
Турбокомпрессоры.





В 2015 году ЗАО "Завод "Киров-Энергомаш" (дочернее предприятие ОАО "Кировский завод") изготовило турбокомпрессорное оборудование для головного универсального атомного ледокола проекта 22220 «Арктика» мощностью 60 МВт - **турбонаддувочный** агрегат ТНА-10 с электроприводом противообледенительного устройства для головного атомного ледокола. В соответствии с контрактом предприятие произвело основную часть противообледенительного устройства - новейший *осевой турбокомпрессор* с электроприводом производительностью 21 м³/с и давлением нагнетания 2,12 кгс/см²(абс.).





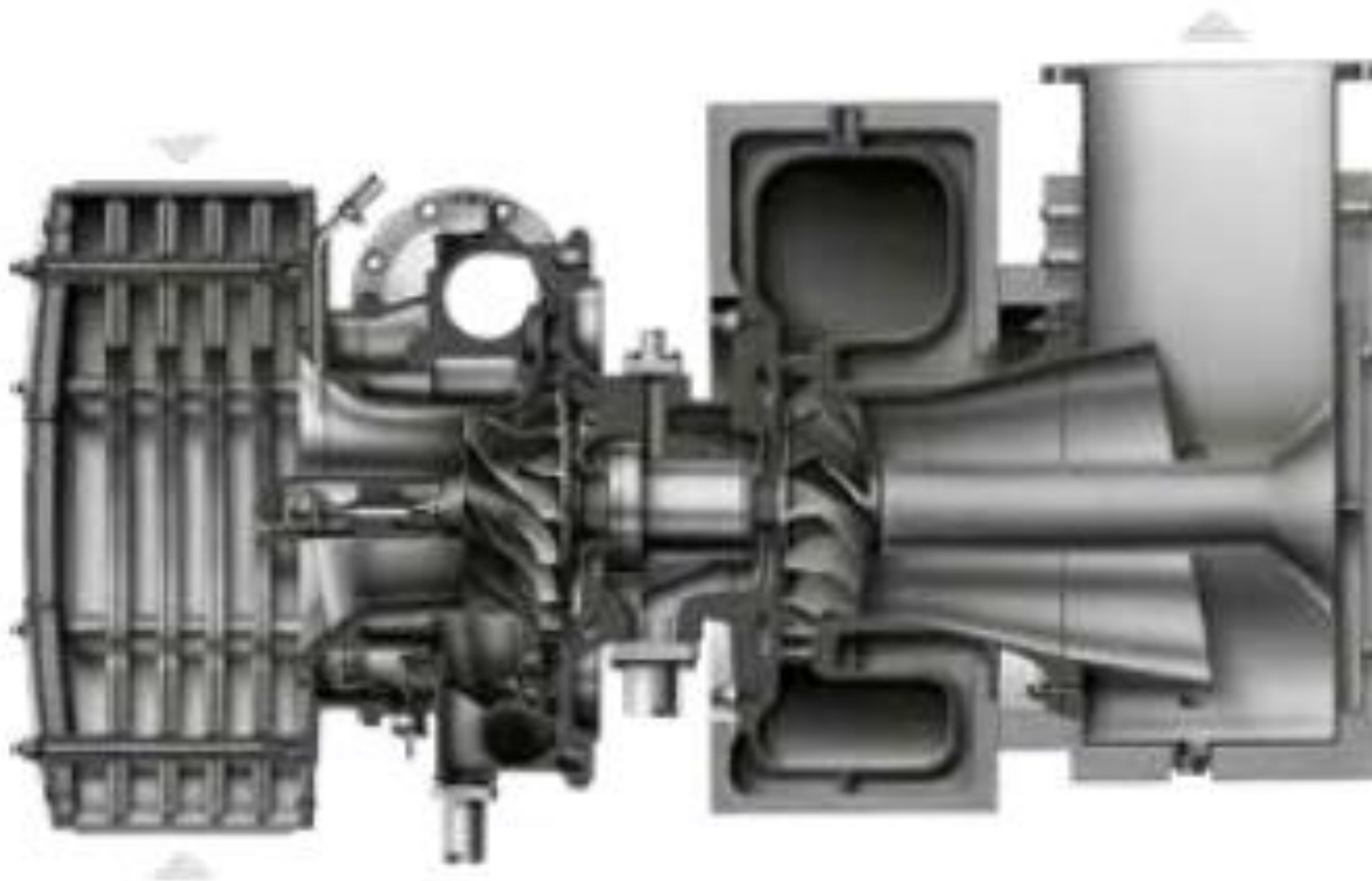
К преимуществам осевых компрессоров относят:

- **высокие подачи воздуха (до 300000 м³/ч);**
- **высокий КПД на расчетных режимах (в основном до 86 ÷ 89 %);**
- **относительно небольшие радиальные размеры**

Недостатками осевых компрессоров являются:

- **узкий диапазон устойчивой работы;**
- **резкое снижение КПД на нерасчетных режимах работы;**
- **низкая степень сжатия – π_k одной ступени (до 1,35) и, как следствие, необходимость использования многоступенчатых компрессоров;**

Центробежные динамические компрессора



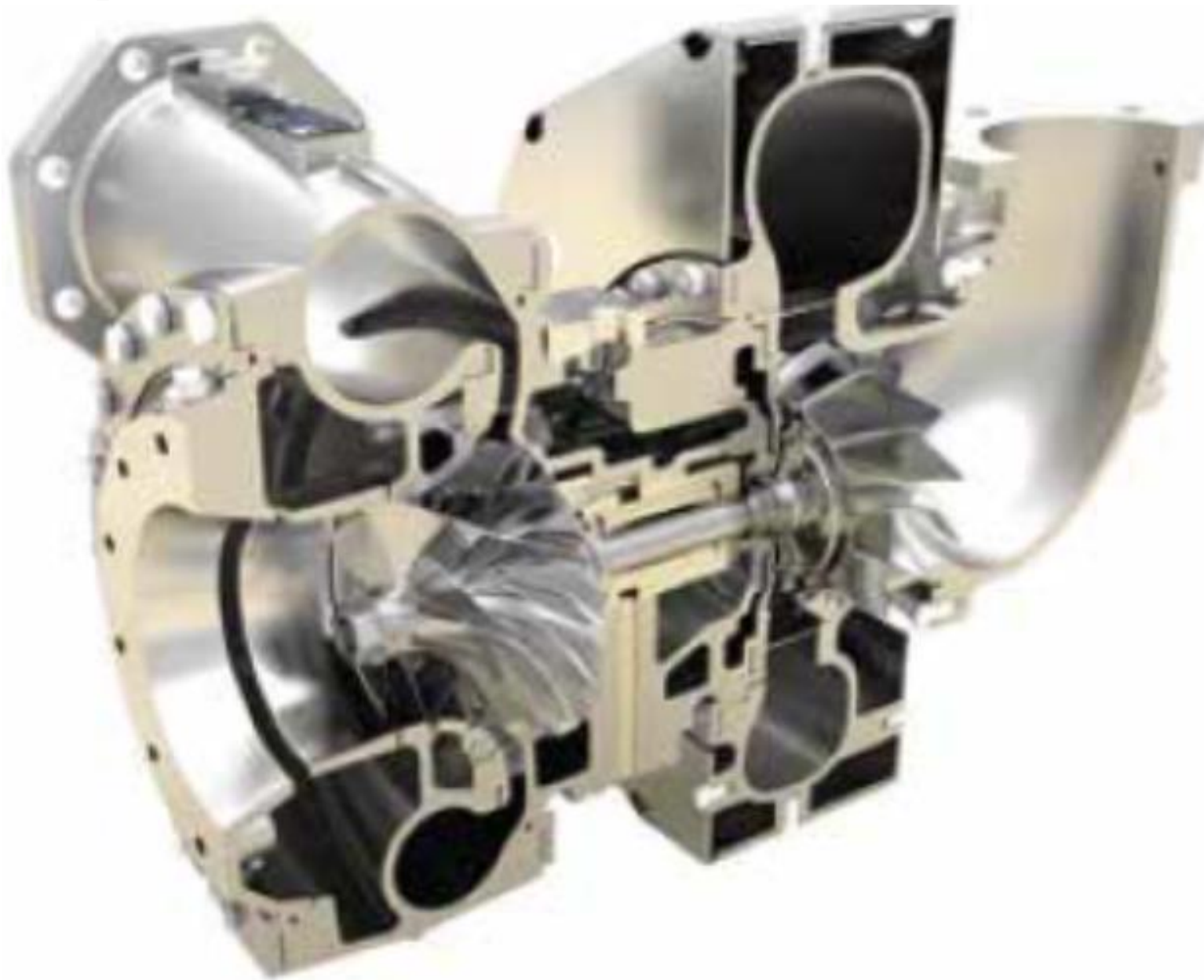
Преимуществами центробежных компрессоров являются:

- возможность создания высоких степеней сжатия — π_K в одной ступени (значение π_K может достигать 5);
- простота устройства и надежность эксплуатации;
- малые осевые размеры и масса;
- широкий диапазон устойчивой работы;
- малые изменения КПД на нерасчетных режимах.

К недостаткам центробежных компрессоров относятся:

- более низкий (по сравнению с осевыми) КПД на расчетных режимах;
- большие радиальные размеры;
- сложность осуществления многоступенчатого сжатия.

Турбокомпрессор MAN TCX:

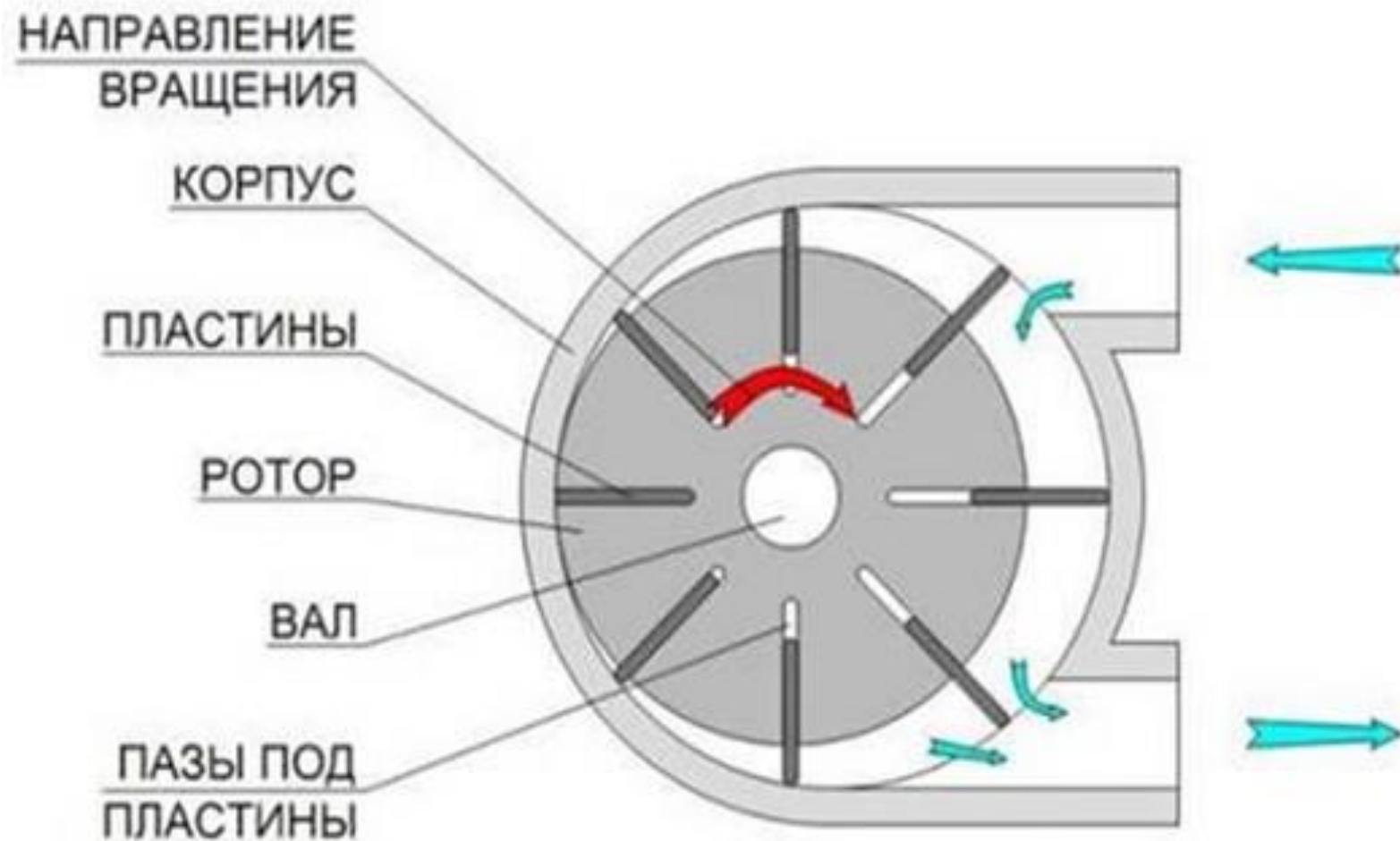


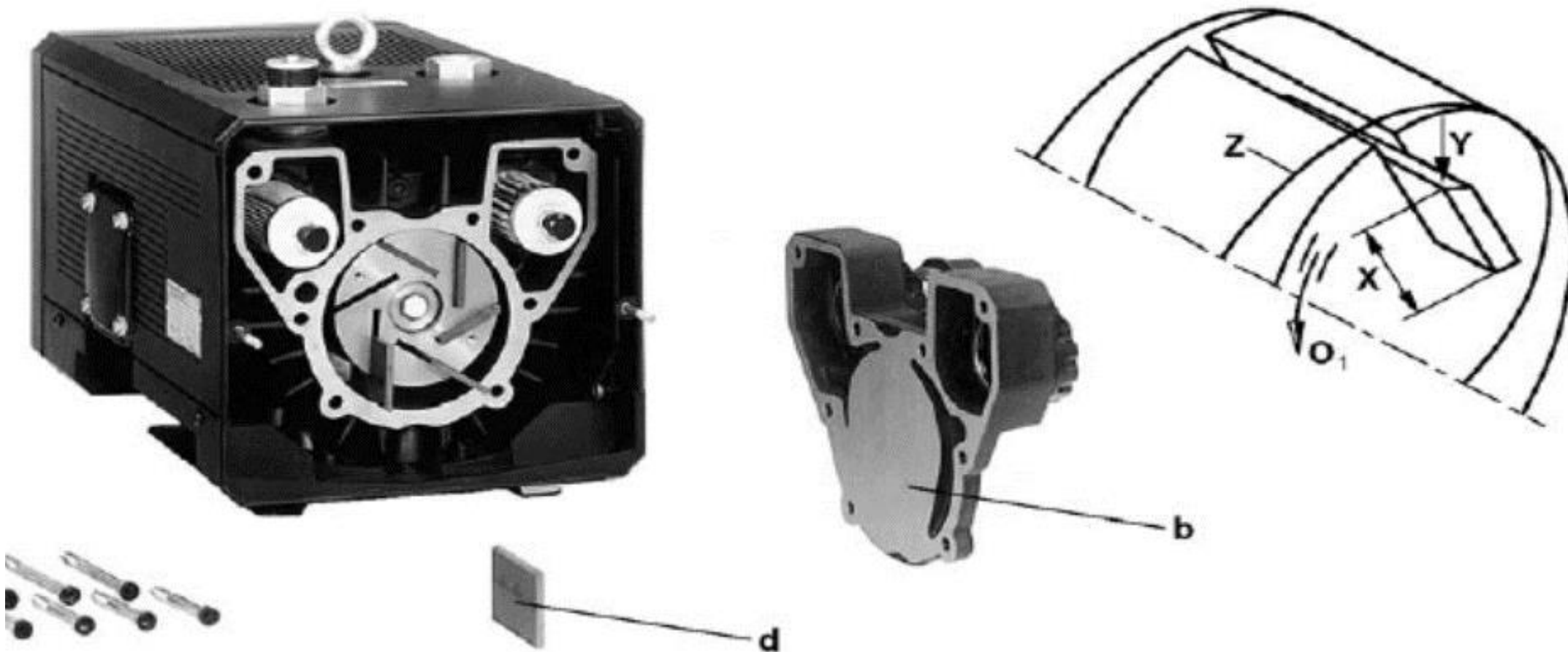
Следует отметить, что обычная степень нагнетания у судовых турбокомпрессоров ДВС около 2 - 3 бар.

Но на современных судовых дизелях уже появились турбокомпрессоры развивающие давление сжатия до 5,4 бар (MAN тип TCR) и двухступенчатые до 10,5 бар (MAN модели TCX9-23).

Подача достигает 50 м³/сек.

Пластинчатые
и
двухроторные
е
компрессоры.





Пластинчатый компрессор DLT40 фирмы Hamworthy: по списку запчастей d - угольная лопатка-лезвие (blade), b - крышка корпуса (housing cover) и схема ротора.

Компрессор Рутса



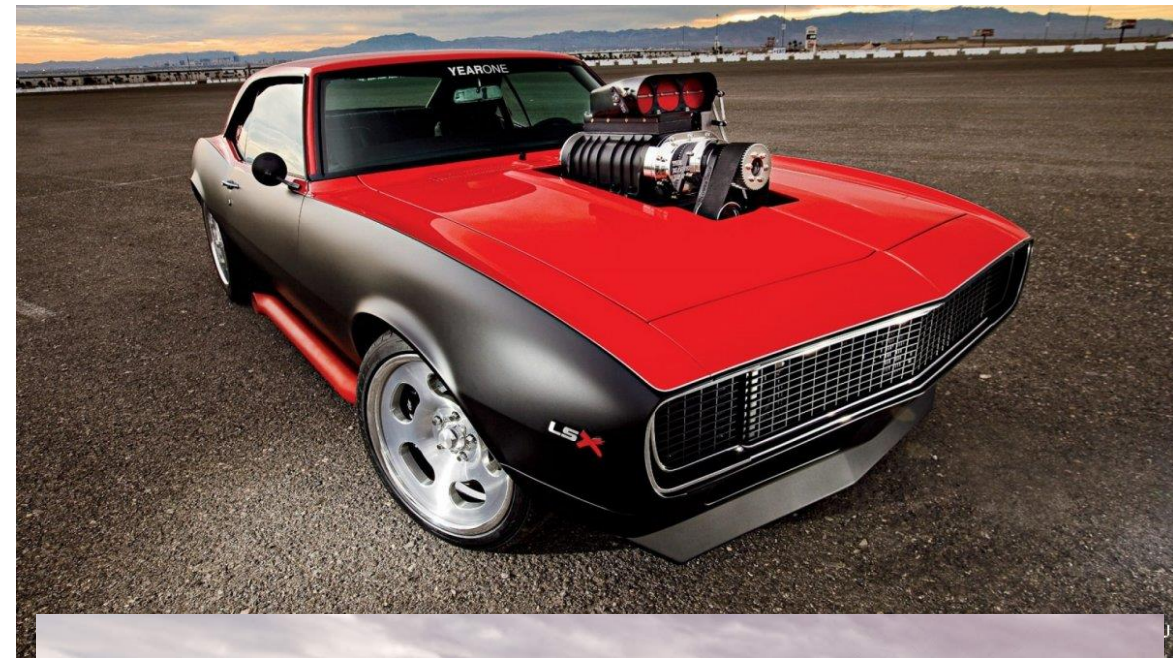


Зарулем

Принципиальное отличие объемных нагнетателей от центробежников, заключается в том, что они изолируют впуск от внешней среды и сжимают воздух не внутри себя в «улитке», а попросту запихивают его в цилиндры порциями.

Самой распространенной конструкцией стала та, которую в 1859 году придумали братья Рутс: внутри овального корпуса вращаются два ротора, по форме напоминающие восьмерки, которые и прокачивают воздух (см. рисунок).

Производительность объемника, в отличие от центробежника, не зависит от оборотов двигателя, а значит, давление наддува постоянно и обеспечивает ровный «приход» во всем диапазоне оборотов, не нужно ждать, когда мотор раскрутится и компрессор выйдет на режим, во-вторых, отсутствие деталей, вращающихся с космической скоростью, подразумевает менее технологичную конструкцию, меньшую нагрузку на детали, и как следствие, больший ресурс. Дальнейшее развитие таких компрессоров привело к тому, что лопастей на роторах становилось больше, а зазоры между ними — меньше, что повышало КПД. Тем не менее, такие недостатки, как большой размер и пульсации потока (роторы прокачивают воздух порциями, а это приводит к тому, что давление во впуске чуть-чуть «скачет»), не дали им вытеснить центробежники; такие компрессоры больше всего прижились в мире драг-рейсинга (вспоминаем американские muscle-кары с торчащими из капотов компрессорами)



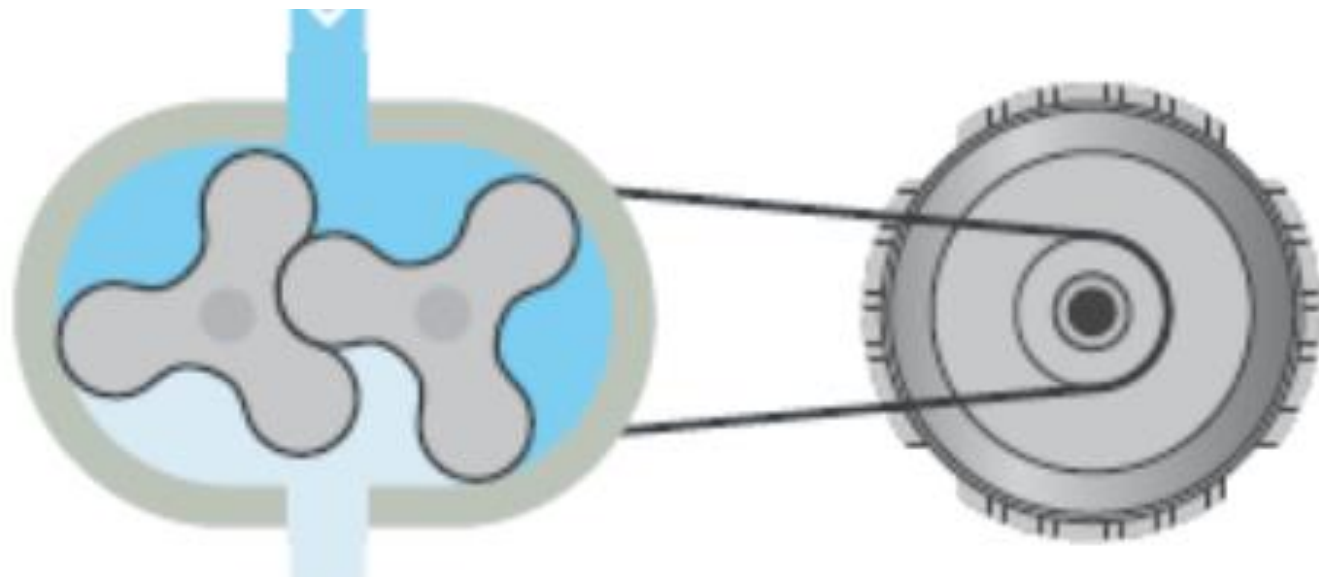


За дальнейшее развитие идеи братьев Рутс взялся Альф Лисхольм. В 1936 году он запатентовал винтовой компрессор: засунул в корпус нагнетателя Рутса не прямые роторы в форме восьмерок, а два «зеркальных» шнека, почти как в мясорубке, и перенес впуск с бока корпуса на торец. Получается, что канавки шнеков как бы «раскрываются», засасывая воздух, а затем, когда шнек поворачивается, начинают «закрываться», выпихивая воздух в выпуск.



Роторы в нагнетателе Лисхольма внешне действительно напоминают шнеки мясорубки, только толкают они не мясо, а воздух.

Принцип работы и внешний вид
компрессора
«Атлас Копко» серии ZL 2 VSD

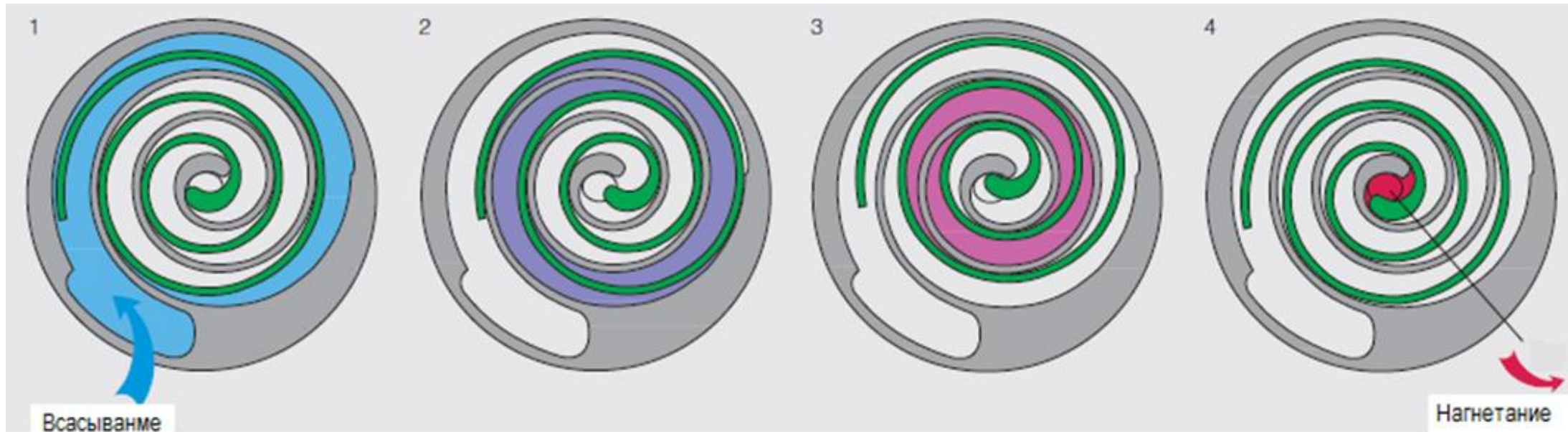


Спиральные компрессоры

7.1. Принцип действия

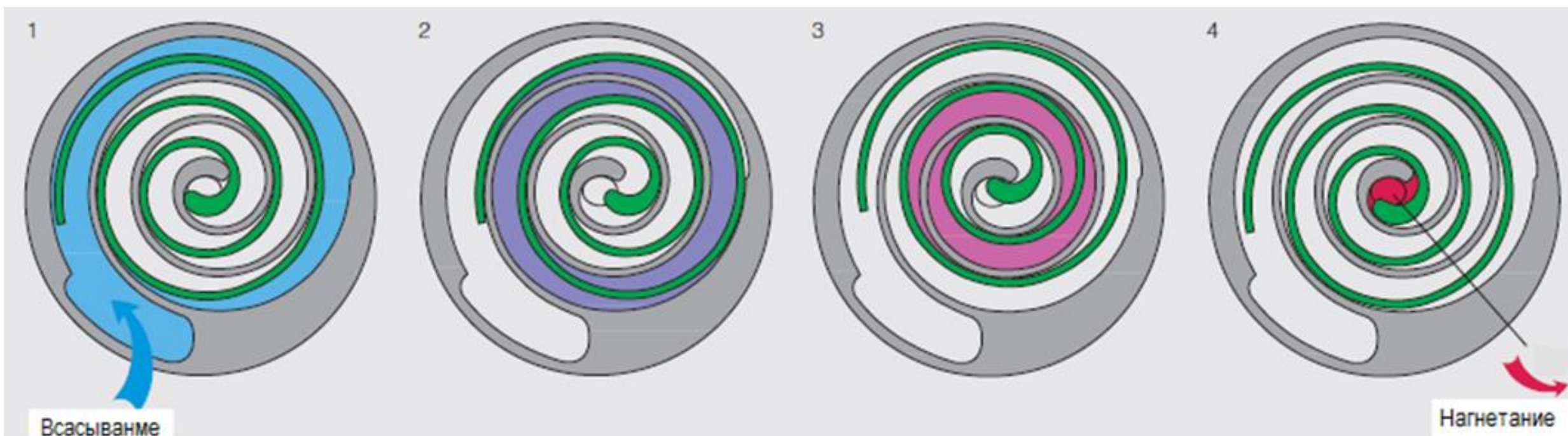
Спиральные КМ - это разновидность безмасляных компрессоров роторного типа.

Спиральные аппараты также сжимают газ в объеме, который уменьшается постепенно. Основной рабочий орган, как следует из названия класса агрегатов — *архимедова спираль*. Одна спираль закреплена неподвижно в корпусе устройства. Другая - подвижная, соединена с приводом. Сдвиг по фазе между спиральями равняется 180° , благодаря чему происходит образование воздушных полостей с изменяемым объемом.



Принцип работы агрегата следующий (рис. 7.1.):

- во время вращения рабочей спирали между ее концом и стенками стационарного элемента отсутствует зазор;
- в процессе оборачивания образуется зона сжатия, по мере поступления к центру спирали воздух сжимается;
- сжатое рабочее тело выбрасывается в выходной тракт.





- 1 ОХЛАЖДАЮЩИЙ ВЕНТИЛЯТОР
- 2 ВСАСЫВАЮЩАЯ КАМЕРА
- 3 ВСАСЫВАЮЩЕЕ ОТВЕРСТИЕ
- 4 НАПОРНОЕ ОТВЕРСТИЕ
- 5 ФИКСИРОВАННАЯ СПИРАЛЬ
- 6 ОРБИТАЛЬНАЯ СПИРАЛЬ
- 7 ОТКАЗОУСТОЙЧИВЫЙ ДАТЧИК
ТЕМПЕРАТУРЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ
УСТАНОВКИ
- 8 КАМЕРА СЖАТИЯ

Компрессоры для перевозки LPG и LNG

При работе танкеров-газовозов, как при грузовых операциях, так и при перевозках всегда приходится иметь дело с так называемым BOG (BOG («Boil-off gas» - [отпарной газ](#)). Это типично - так как сжиженный природный (СПГ - LNG) и нефтяной (СНГ/СУГ - LPG) газы всегда немного испаряются и при грузовых операциях, и при перевозке. Этот «отпарной» (boil-off) газ нужно опять сжать охладить и вернуть в танки для хранения или, при разгрузке-зачистке танков, чтобы была возможность откачать его в сжиженном виде насосами на берег; или же чтобы использовать его как топливо для двух-топливных (DF- double fuel) двигателей на борту.

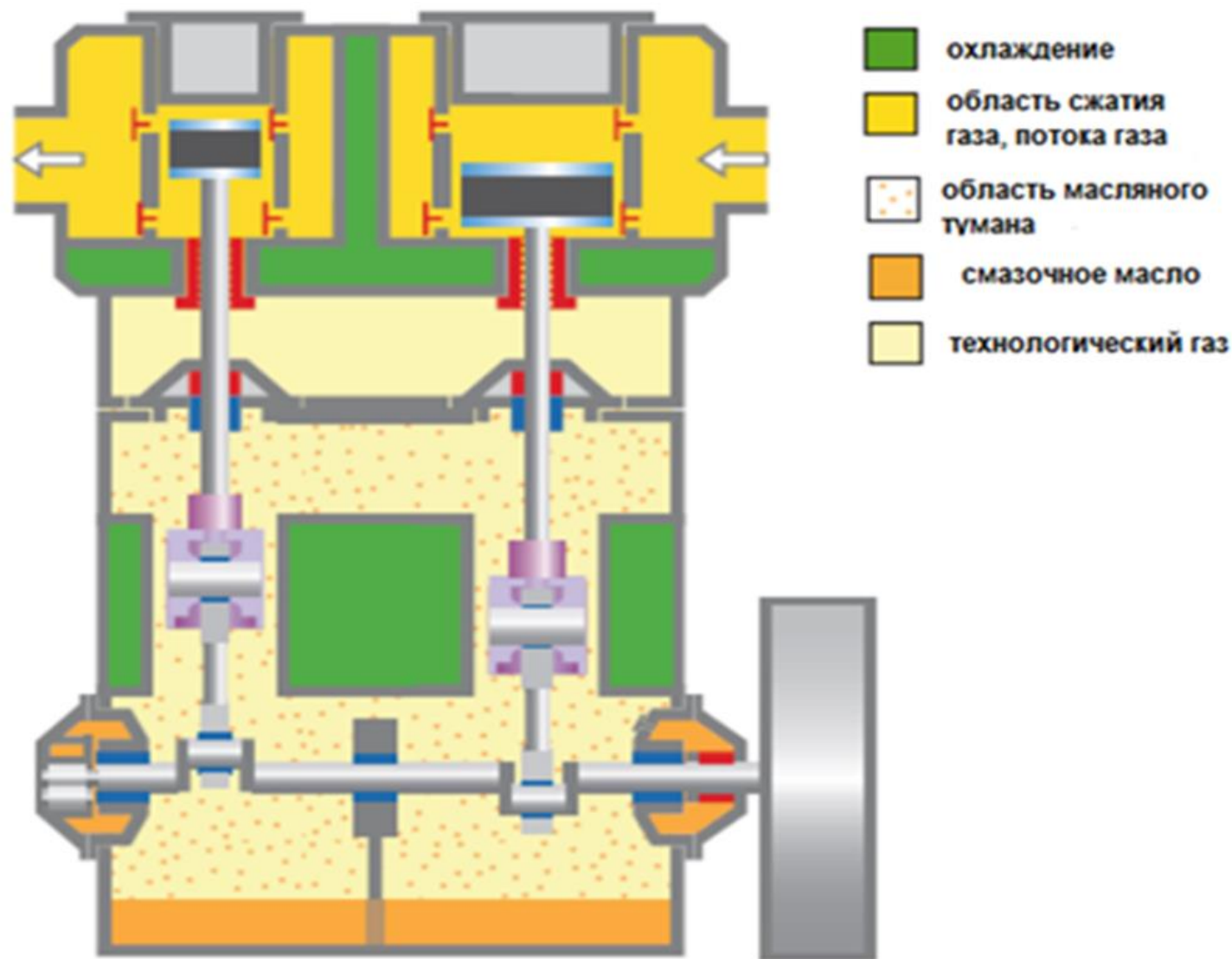
Для работы по сжатию и перемещению этих газов (метан, этан, бутан, этилен и др.) применяются и поршневые, и лопаточные (турбо), и мембранные, и некоторые другие типы компрессоров.

Поршневой компрессор для
«отпарного» газа фирмы
«Бурхардт» (Burckhardt) серии
Laby 2K70

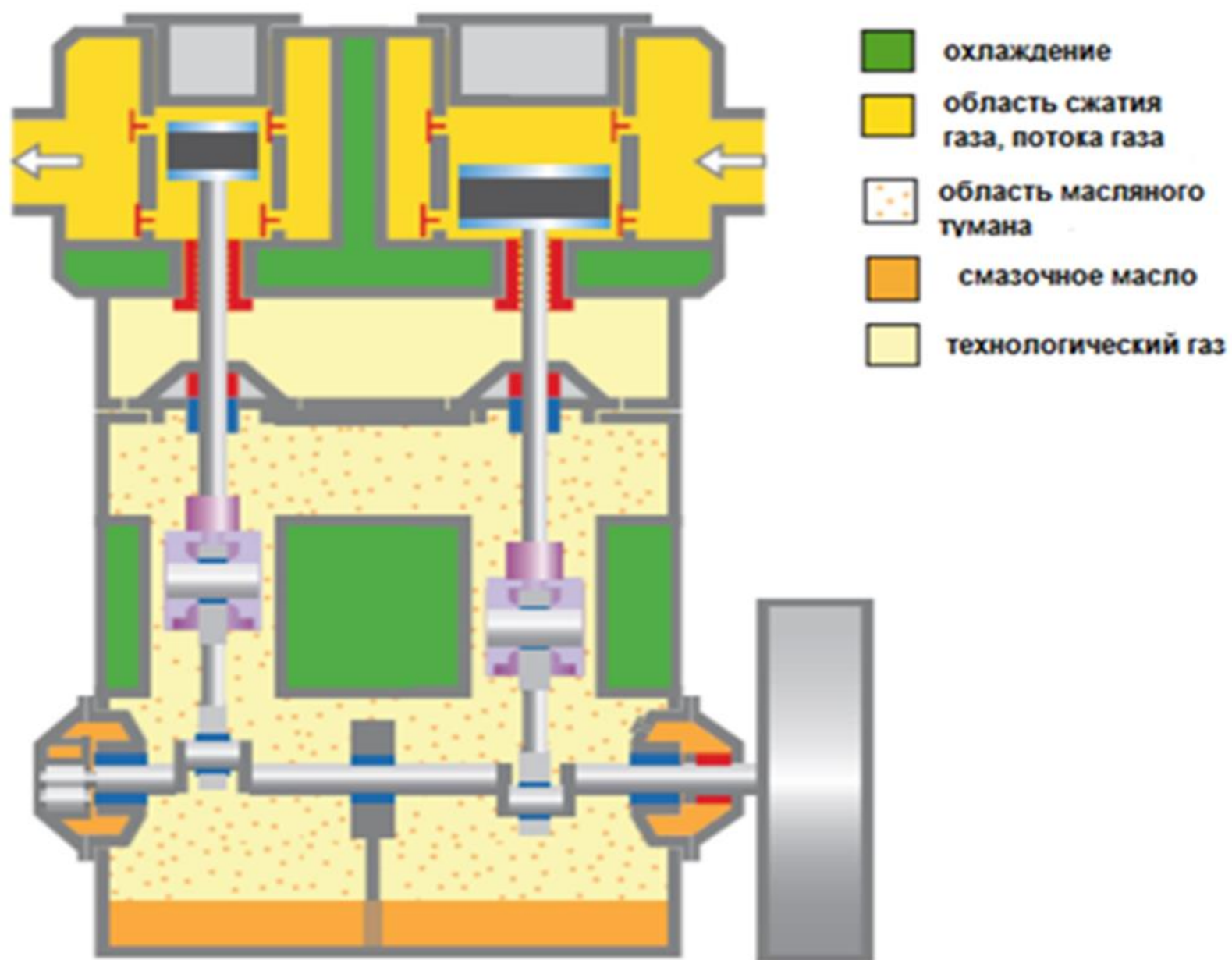
Характеристики:

- - газ: метан CH_4 (макс. 10% N_2)
- - подача до 1000 кг/ч
- - 900 - 1800 мин⁻¹
- - двухступенчатый
- - давление всасывания 0 - 0,5 бар
- - давл. нагнетания 1 ст. 2,5 - 5,0 бар
- - давл. нагнетания 2 ст. 8 - 16 бар
- - картер: газоплотный до 15 бар

Сжатие отпарного газа Boil-off gas handling



Сжатие отпарного газа Boil-off gas handling

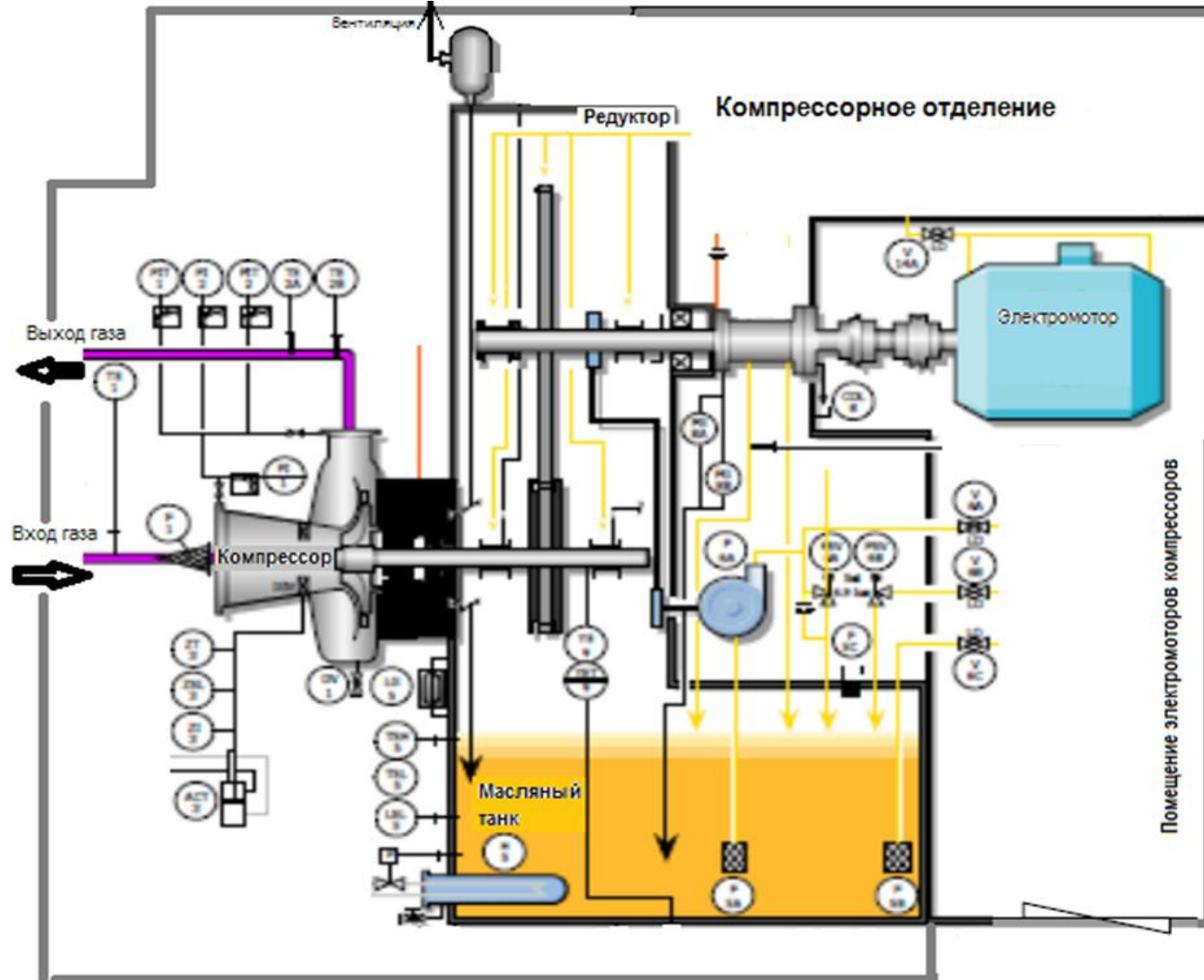


**Криогенный
центробежный
турбокомпрессор
для газа CM series, с
масляной смазкой
(стандарт API 617),
фирмы CryoStar,
Франция**

**Подобные
криогенные
компрессоры
установлены на
судах-газовозах
компании
Совкомфлот.**



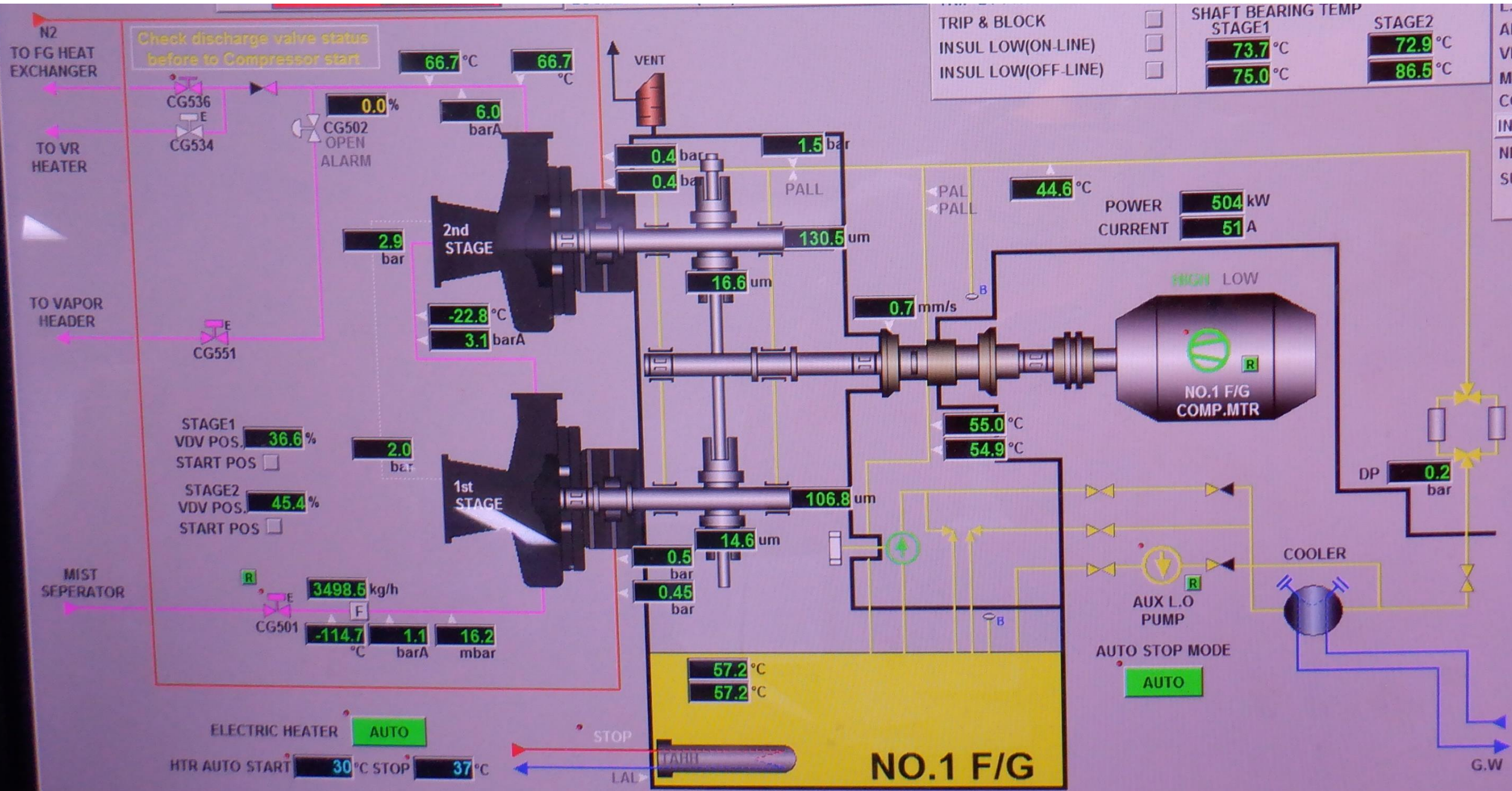
Рис. :
Упрощенная
схема
компрессорног
о отделения
танкера
«Проспект
Гагарина».

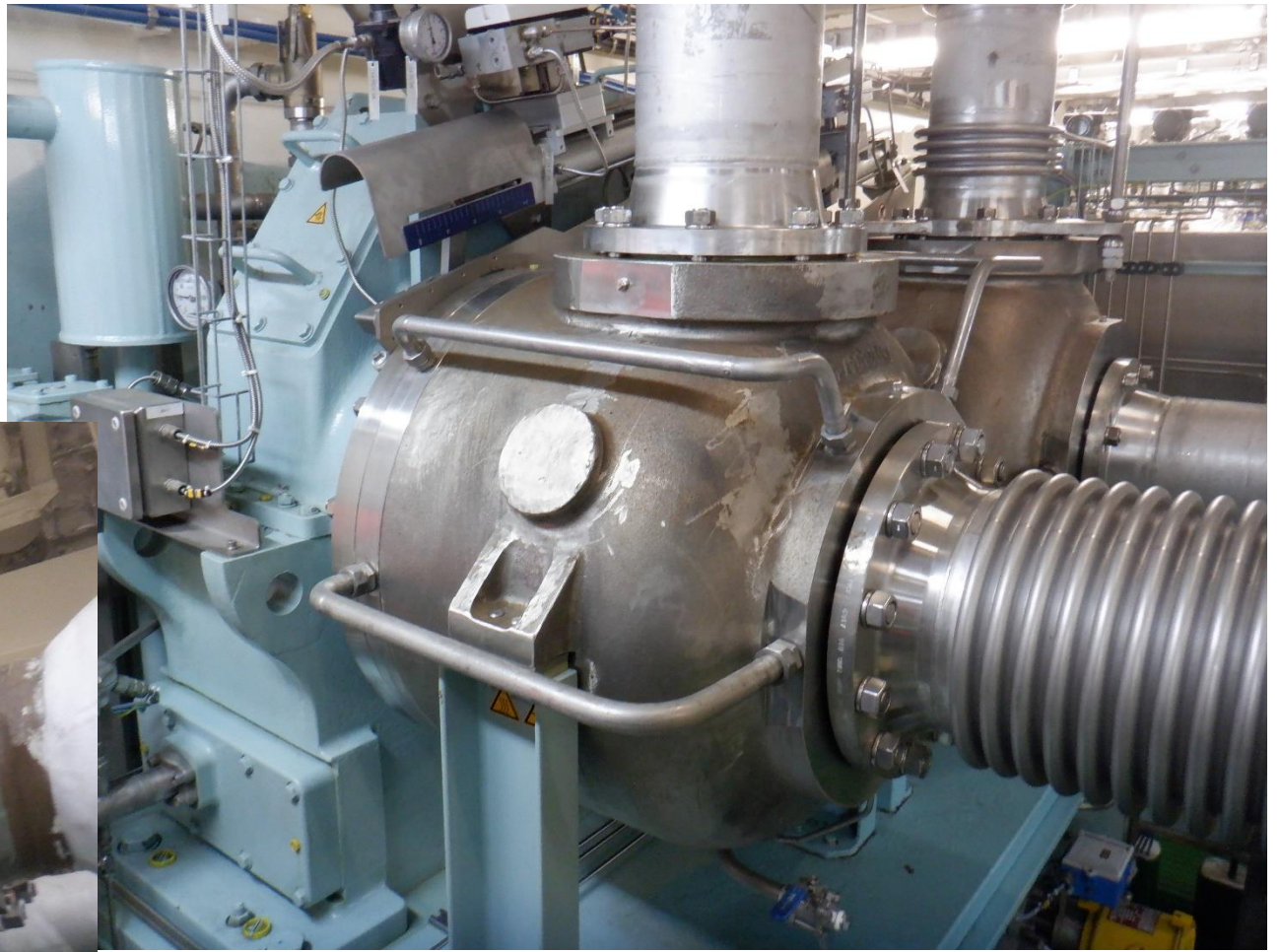


Характеристики компрессора низкой производительности (т.н. «Low Duty Compressor»):

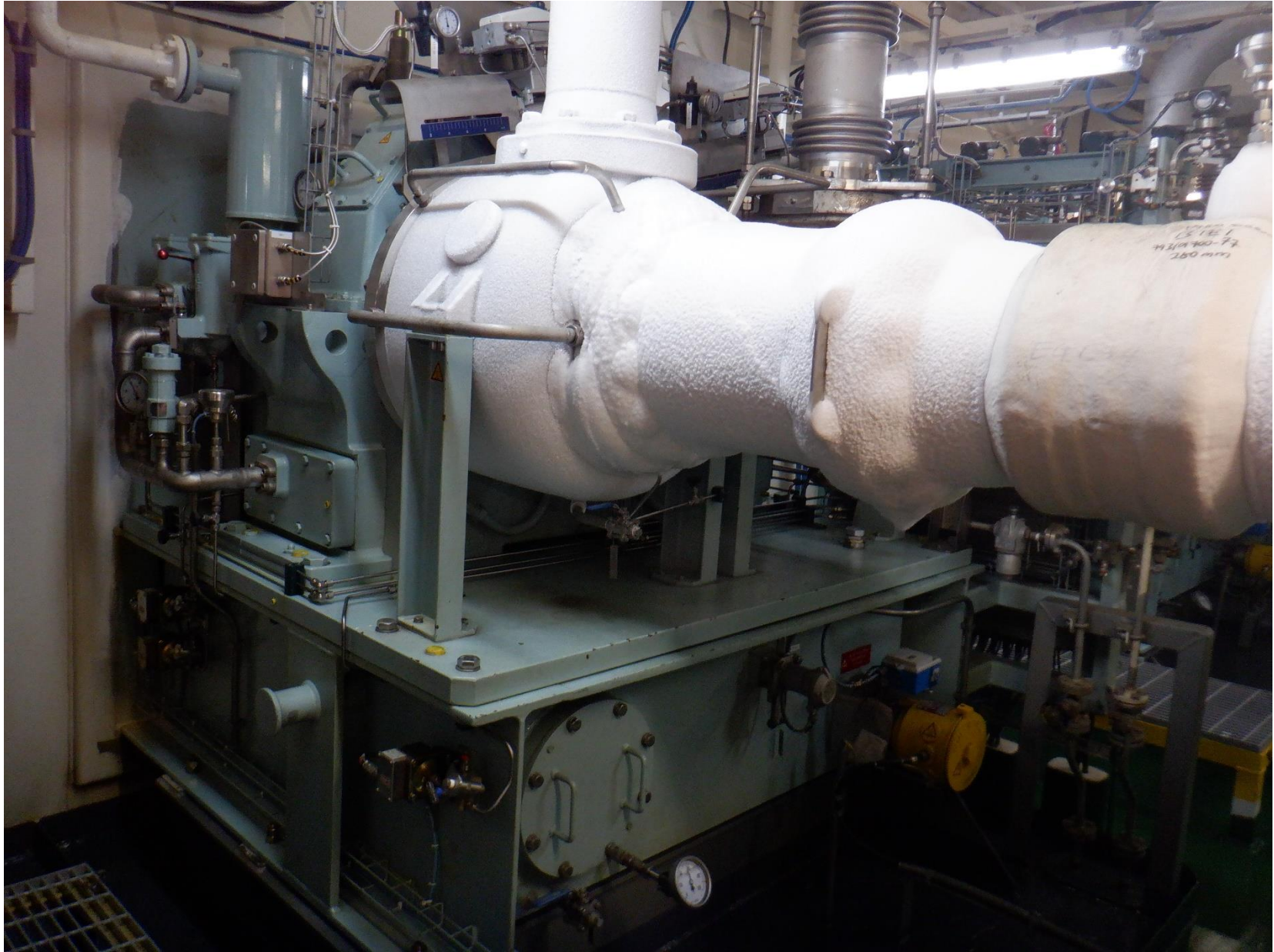
- модель CM 2-200;
- тип: центробежный двухступенчатый, двухскоростной с диффузорными направляющими лопатками;
- подача 4300 м³/час или 6476 кг/час;
- давление на входе / выходе 1, 03 / 6,5 (бар абс.);
- температура газа на входе / выходе -120 / 60,6°C;
- скорость вращения вала 29775 мин⁻¹;
- скорость вращения вала электромотора 3578 мин⁻¹, 1781 мин⁻¹;
- характеристики мотора 6600 VAC, 60 Гц, 800 кВт

На следующем слайде - для представления о системе контроля и управления этими компрессорами приведено фото панели интегрированной автоматической системы (“IAS”) компрессоров высокой производительности:

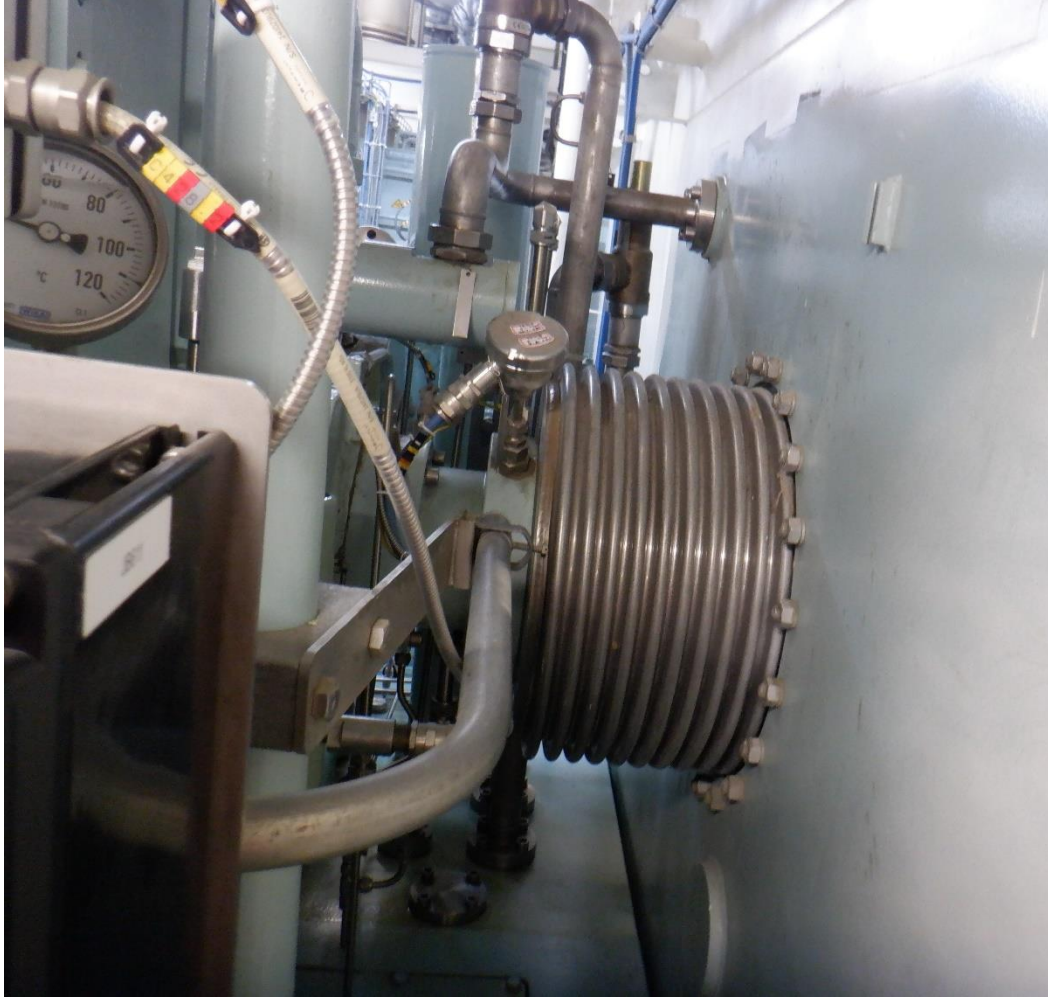














Основные положения требований Российского морского регистра судоходства

к компрессорам и системе сжатого воздуха.

1. На судах с неограниченным районом плавания должно быть **не менее двух главных компрессоров и одного аварийного компрессора.**

Для судов с запуском ГД без нагрузки - *один из компрессоров может быть навешенным.*

2. Запас воздуха в воздухохранителях должен обеспечить без подкачки **двенадцать пусков** - реверсов главных **реверсивных** двигателей.

Если двигатели **нереверсивные**, то запас воздуха должен быть достаточным для **шести пусков** всех главных двигателей.

3. Производительность основных компрессоров должна обеспечить заполнение всех воздухохранителей пускового воздуха главного двигателя от атмосферного до рабочего давления (достаточного для пункта 2.) в течение 1 часа.

Подача отдельных основных компрессоров должна быть примерно одинаковой.

4. Запас воздуха должен храниться не менее, чем в двух баллонах

5. Аварийный компрессор должен заполнить баллон не менее, чем для трех пусков дизель – генератора за 1 час.

6. У компрессора предохранительный клапан регулируют на 103% рабочего давления ($P_{раб}$) или на 1 – 1,2 кг/см² выше рабочего.

Воздушные баллоны:

1. Наружный осмотр 1 раз в 1 год. Предохранительные клапаны регулируются на 110% рабочего давления ($P_{раб}$)

2. Внутренний осмотр 1 раз в 5 лет

3. Гидравлические испытания через 5 лет на давление 25% выше рабочего.

Доп.

Компрессор с качающейся шайбой переменного угла наклона

