

РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ И ВАКУУМ- НАСОСЫ

В . ХЛУМСКИЙ



В. Хлумский

РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ И ВАКУУМ-НАСОСЫ

Перевод с чешского А. А. Трохина

Под редакцией
канд. техн. наук
В. И. Ардашева



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1971

В. Хлумский **Ротационные компрессоры и вакуум-насосы.** М., «Машиностроение», 1971, 128 стр.

В книге рассмотрены современные ротационные компрессоры и вакуум-насосы, применяющиеся в промышленности: пластинчатые компрессоры, компрессоры с катящимся ротором, водокольцевые компрессоры и вакуум-насосы, двухроторные и винтовые компрессоры. Даны расчеты этих машин, приведены их конструкции, указаны системы регулирования, смазки и методика испытаний.

Конструкции машин всех типов рассмотрены с точки зрения их экономичности и надежности в работе; указаны области применения этих машин в различных отраслях промышленности.

Книга предназначена для инженеров-машинистов-строителей, занятых конструированием и эксплуатацией компрессоров.

Табл. 4, илл. 86, библи. 38 назв.



В. Хлумский

РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ И ВАКУУМ-НАСОСЫ

Редактор издательства *Н П Ошерова*
Технический редактор *Л Т Зубко*
Корректор *Е В Сабынич*
Обложка художника *Л С Вендрова*

Сдано в набор 29/VII 1971 Подписано к печати 9/XI 1971 г.
Формат 60×90¹/₁₆ Бумага № 2, типографская Печ л 8
Уч изд л 8,1 Тираж 8000 экз Заказ 446 Цена 41 коп

Издательство «Машиностроение».
Москва, Б 66, 1-й Басманный пер., 3
Московская типография № 6 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР.
Москва, Ж 88, 1-й Южно-портовый пр., 17.

В промышленности все шире применяются ротационные компрессоры и вакуум-насосы, одновременно увеличивается количество их конструкций. Однако в мировой литературе до последнего времени не было труда, в котором бы рассматривались все типы компрессоров и вакуум-насосов. В последние годы выпущены книги, посвященные отдельным типам этих машин [15], [22], [31]. Терминология области ротационных компрессоров до последнего времени не была установлена; отсутствовала конкретная информация об энергетических и эксплуатационных данных компрессоров при различных условиях работы. Недостаточная информация о ротационных машинах часто приводила к их неправильному использованию, или, наоборот, эти компрессоры не применялись там, где их использование дало бы большой экономический эффект.

В книге приведены только важнейшие сведения о машинах; исключены основы термодинамики объемных компрессоров, которые имеются в ряде книг, например в книге В. Хлумского «Поршневые компрессоры». Рассматриваются только те области термодинамики ротационных компрессоров, которые отличны от термодинамики компрессоров с возвратно-поступательным движением поршня. В книге подробно не рассмотрены все конструкции ротационных компрессоров, а дан только общий обзор и сравнительный анализ машин, необходимый для широкого круга специалистов, занимающихся ротационными компрессорами и вакуум-насосами.

Число технических процессов в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве и транспорте, требующих сжатого или разреженного воздуха или других газов либо паров, постоянно возрастает. Часто даже в крупных производствах требуется газ в сравнительно небольших количествах, что исключает возможность применения центробежных компрессоров. При сжатии газов малых и средних объемов в компрессорах с возвратно-поступательным движением поршня достигаются удовлетворительные значения удельного расхода энергии, но вес машин получается очень большим. Если давление нагнетания не очень велико, значительно целесообразнее при небольшой и средней производительности применять ротационные компрессоры. Согласно принятой в работе [1] классификации, это объемные компрессоры с одним или двумя, иногда тремя роторами, вращающимися вокруг осей, параллельных оси цилиндра. Если машиной отсасывается газ с давления ниже атмосферного, а давление нагнетания примерно равно атмосферному, то такие машины называются вакуум-насосами.

Меньший по сравнению с поршневыми машинами вес ротационных компрессоров объясняется тем, что окружная скорость роторов ротационных компрессоров в 3—20 раз превышает среднюю скорость поршня компрессора с возвратно-поступательным движением поршня.

Небольшой вес и широкая унификация узлов и деталей обеспечивают относительно низкую стоимость большинства ротационных компрессоров. Ротационные компрессоры, как правило, работают при высоких скоростях вращения и имеют непосредственный привод от быстроходного и, следовательно, более дешевого двигателя. При непосредственном соединении с приводом расходы на редуктор отпадают.

При работе ротационного компрессора на фундамент не передаются какие-либо значительные силы, поэтому эти компрессоры можно устанавливать и на межэтажных перекрытиях зданий. Если вращающиеся детали компрессора хорошо уравновешены, то требуется очень небольшой фундамент.

Высокие скорости, обычные для ротационных компрессоров, позволяют конструировать машины небольших размеров, но при работе на таких скоростях возникает шум высокой тональности,

более неприятный, чем шум поршневого компрессора. За исключением винтовых, все ротационные компрессоры имеют худшие энергетические показатели и регулируются в более узких пределах, чем поршневые машины.

Преимуществами, вследствие которых проектировщики компрессорных станций все чаще выбирают ротационные компрессоры, являются небольшая площадь и малый объем помещения, необходимого для размещения компрессора, так как размеры компрессора невелики. Небольшой вес ротационных компрессоров и их приводов позволяет осуществлять их монтаж или вообще без крана, или требуется кран малой грузоподъемности, не требующий специальных подкрановых путей, что снижает капитальные затраты на строительство компрессорных станций и монтаж агрегата.

Для приводов ротационных компрессоров достаточно иметь двигатели с небольшим пусковым моментом, так как при пуске требуется преодолеть инерцию небольших масс.

Большинство ротационных компрессоров нагнетает газ непрерывно, у них не возникает пульсации газа в трубопроводах. Ресиверы, как правило, устанавливаются при колебаниях отбора газа или из-за требований системы регулирования.

У ротационных компрессоров подшипники, как правило, имеют почти не меняющуюся, хотя и значительную, нагрузку. Поэтому в этих машинах чаще, чем в компрессорах других типов, применяются подшипники качения. При больших нагрузках в большинстве случаев применяются роликовые подшипники.

При производстве ротационных компрессоров требуется высокая точность изготовления деталей и тщательный монтаж. Наиболее тщательного монтажа требуют уплотнения. Преимуществом ротационных компрессоров является простота их обслуживания и ремонта.

Ротационные компрессоры всех типов могут, при соответствующей конструкции машин, нагнетать газ без примесей масла.

Если степень сжатия или разрежение в одной ступени ротационного компрессора или вакуум-насоса являются недостаточными, то устанавливаются последовательно две или даже три машины и каждая может быть использована самостоятельно.

Ротационные компрессоры имеют значительно больше конструктивных видов, чем любой другой тип компрессоров.

Ротационные компрессоры подразделяются на пластинчатые (рис. 1), с катящимся ротором (рис 2), водокольцевые (рис. 3), двухроторные (рис. 4) и винтовые (рис 5)

Ни один из типов ротационных компрессоров не имеет всасывающих клапанов. Нагнетательные клапаны обычно применяются в компрессорах с катящимся ротором, их также можно устанавливать и в пластинчатых компрессорах, работающих с переменной степенью сжатия. Компрессоры с катящимся ротором характеризуются достаточно плавной подачей сжатого газа.

За исключением пластинчатых компрессоров, у ротационных машин небольшие потери трения и малый износ. Самые значительные потери в ротационных компрессорах — это потери от перетекания газа и аэродинамические (или гидравлические) потери, последние особенно велики у водокольцевых компрессоров. У пластинчатых и винтовых компрессоров можно применить внутреннее охлаждение впрыском масла. При этом значительно снижаются потери от перетекания, и одновременно не сколько увеличиваются гидравлические потери.

В ротационных компрессорах газ сжимается в результате изменения объема. Если объем меняется внутри компрессора, то это компрессор с внутренним сжатием (см. рис 1). У компрессоров с внешним сжатием газ сжимается только в процессе нагнетания газа из цилиндра компрессора в нагнетательный патрубок (см рис. 4). У компрессора с внутренним сжатием имеют место оба вида сжатия, если давление в нагнетательном патрубке оказывается выше давления в конце процесса сжатия.

У ротационных компрессоров с внутренним сжатием без нагнетательного клапана внутреннее сжатие определяется геометрическими размерами цилиндра, ротора и окон. Эти компрессоры называют компрессорами с постоянной степенью сжатия.

Способ охлаждения. Для малых ротационных компрессоров и вакуум-насосов, а при низкой степени сжатия и для больших машин применяется воздушное охлаждение. Для улучшения воздушного охлаждения цилиндры отливаются с ребрами. В других случаях цилиндры охлаждаются водой. При степени повышения

давления выше четырех у воздушных и холодильных ротационных компрессоров в ряде случаев применяется внутреннее охлаждение впрыском масла.

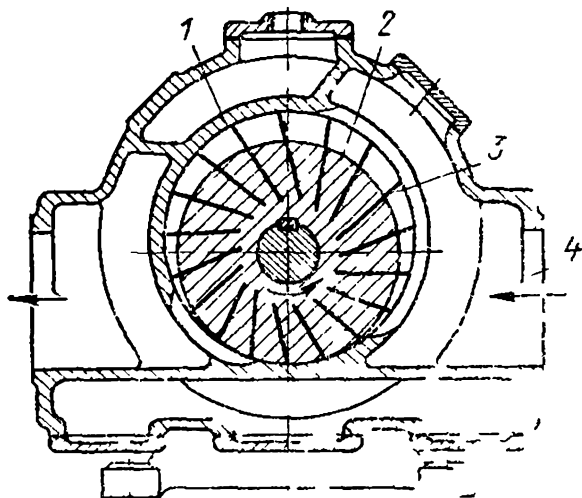


Рис. 1. Одноступенчатый пластинчатый компрессор

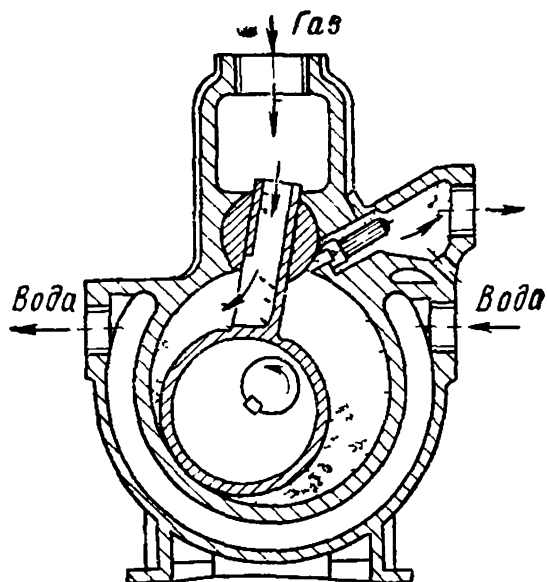


Рис 2 Вакуум-насос с катящимся ротором

Области применения. Ротационные вакуум-насосы в настоящее время почти полностью вытеснили механические вакуум-на-

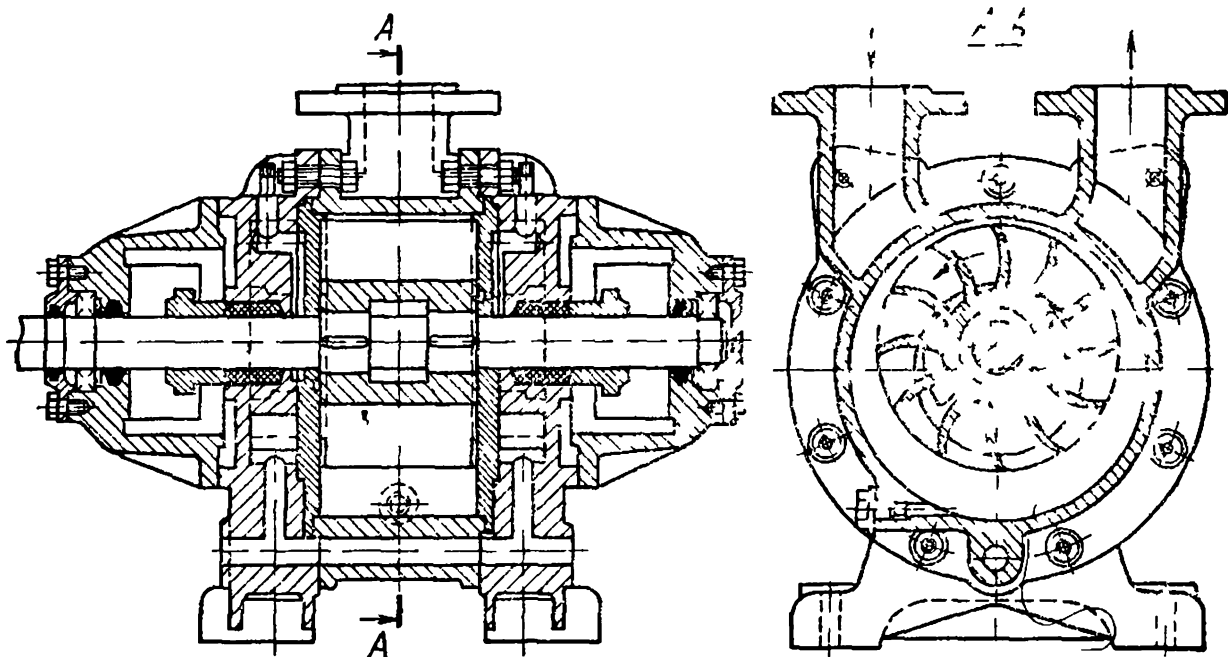


Рис 3 Водокотьеваой вакуум насос [16]

сосы, ранее широко применявшиеся машины с возвратно-поступательным движением поршня.

В качестве воздушных компрессоров небольшой и средней производительности со степенью повышения давления менее трех

чаще всего стали применяться ротационные машины. То же наблюдается и с компрессорами, нагнетающими воздух в дизельные двигатели. Ротационные компрессоры часто применяются в передвижных установках, а винтовые — и в крупных стационарных компрессорных станциях. В холодильной технике ротационные машины для домашних холодильников практически не применяются, но вследствие удовлетворительного коэффициента полезного действия и небольшого веса ротационные компрессоры все чаще применяются в качестве бустеров, т. е. поджимающих компрессоров в низкотемпературных промышленных холодильных циклах. Широкое применение находят ротационные компрессоры в химической и пищевой про-

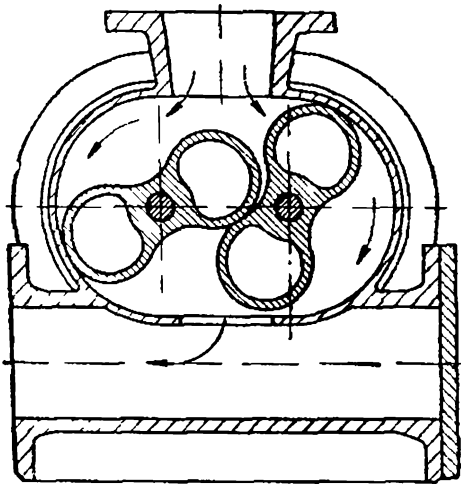


Рис. 4. Двухроторная газодувка Рутса

мышленности, на газовых заводах, для пневматического транспорта сыпучих материалов и во многих других отраслях производства.

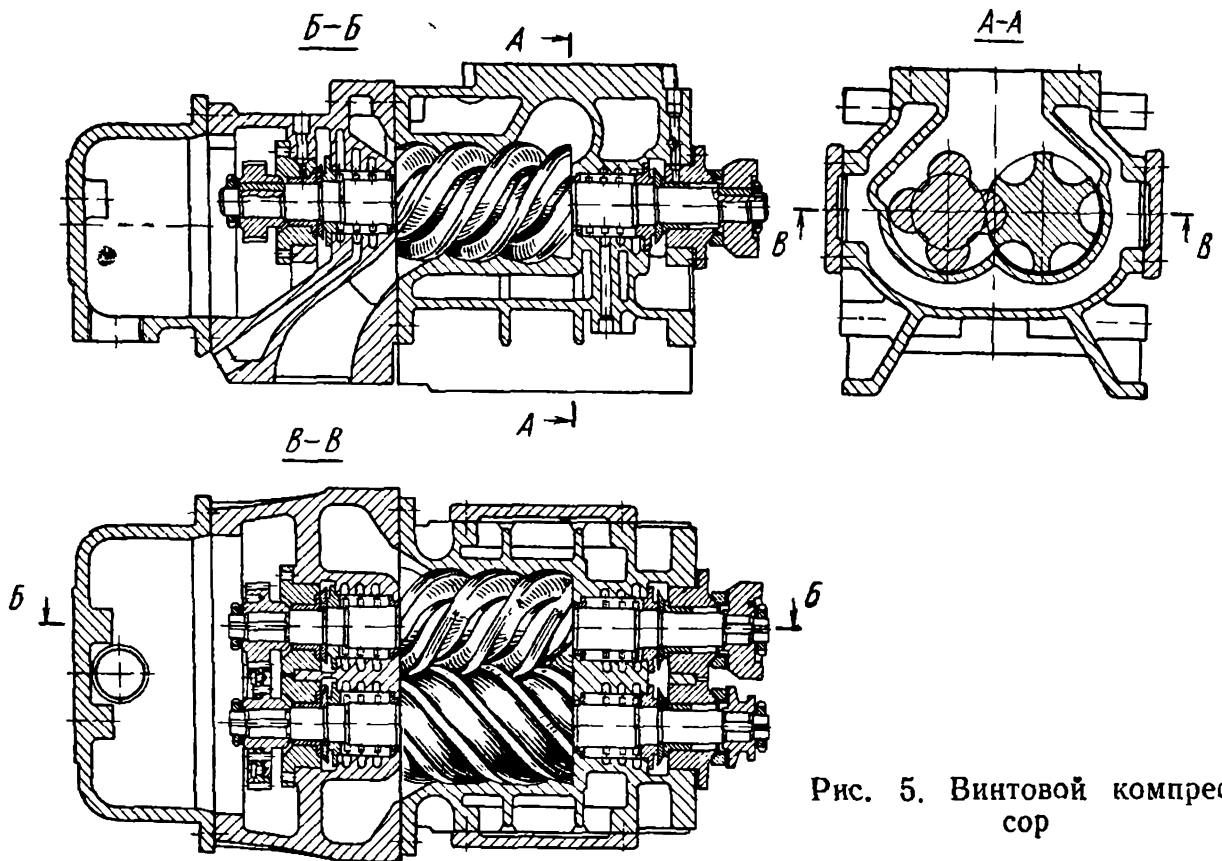


Рис. 5. Винтовой компрессор

мышленности, на газовых заводах, для пневматического транспорта сыпучих материалов и во многих других отраслях производства.

Область применения одноступенчатых компрессоров ограничена давлением нагнетания $0,25 \text{ Мн/м}^2$ ($2,5 \text{ кг/см}^2$), в отдельных случаях $0,4 \text{ Мн/м}^2$, а двухступенчатых — давлением $0,8 \text{ Мн/м}^2$. В одноступенчатых пластинчатых вакуум-насосах обычно достигают вакуума 70—90%, в двухступенчатых — до 99,9%. Пластинчатые компрессоры имеют производительность по всасыванию от 5 до 10 000 $\text{м}^3/\text{ч}$ и обороты от 300 до 2800 в минуту.

1. Принцип работы пластинчатых компрессоров

Пластинчатый компрессор (см. рис. 1) имеет цилиндр 1, в котором вращается эксцентрично расположенный ротор 2, имеющий несколько продольных радиальных или наклонных глубоких пазов. В этих пазах уложены пластины 3. Эти пластины при вращении ротора своими внешними краями скользят по внутреннему диаметру цилиндра и прижимаются к нему центробежными силами. Пространство серповидного сечения между цилиндром 1 и ротором 2, ограниченное с торцов крышками, разделено пластинами на ячейки различной величины. От места, где ротор почти касается цилиндра, до места диаметрально противоположного объем ячеек увеличивается, и в ячейки начинает всасываться газ через окно 4 в цилиндре. По достижении ячейкой максимального объема ячейка и окно разобшцаются, объем ячеек начинает уменьшаться, и заключенный в них газ сжимается. Сжатие в ячейке заканчивается в момент перехода передней пластины (по направлению вращения) верхней кромки нагнетательного окна, при этом открывается выход газа в нагнетательный патрубок. С дальнейшим уменьшением ячейки газ продолжает выходить в нагнетательное окно до того момента, когда задняя пластина ячейки не перейдет через нижнюю кромку нагнетательного окна. Герметичность нагнетательного пространства по отношению к всасывающему зависит от ряда факторов: от зазора между ротором и цилиндром в месте их максимального приближения, от числа разделяющих эти пространства пластин и от зазора между ротором и крышками цилиндра. В машинах без разгрузочных колец делается небольшая выемка для ротора в корпусе цилиндра в месте минимального расстояния

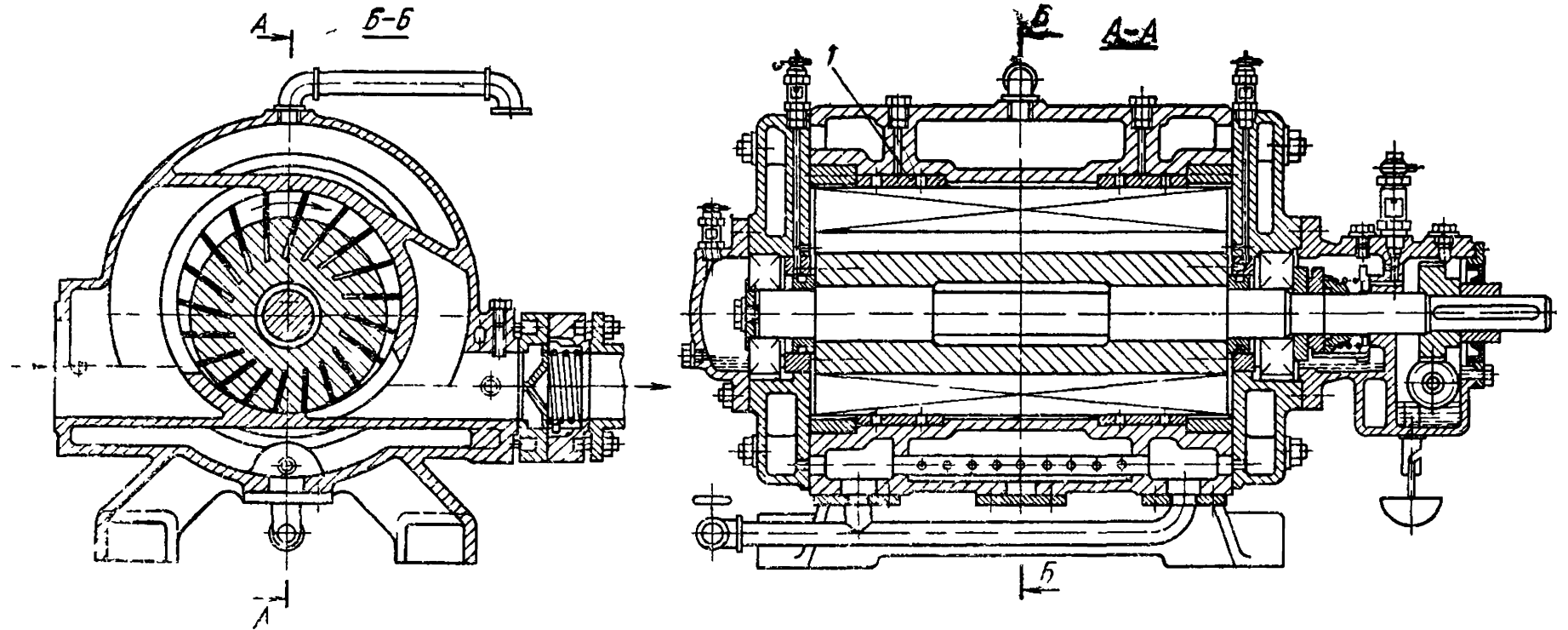


Рис 6 Пластинчатый компрессор с наклонными лопатками и разгрузочными кольцами фирмы Клейн, Шанцлин и Беккер (ФРГ)

до ротора. Она обеспечивает минимальный радиальный зазор не по прямой, а по части цилиндрической поверхности. Тем самым можно значительно уменьшить перетечки газа через радиальный зазор и почти полностью устранить мертвое пространство.

При больших окружных скоростях стальных пластин центробежная сила, прижимающая их к цилиндру, становится очень большой, и скольжение пластины по цилиндру привело бы к значительному взаимному износу. Поэтому по краям цилиндра вкладываются вращающиеся бронзовые или чугунные разгрузочные кольца 1 (рис. 6) с внутренним диаметром, на несколько десятых миллиметра меньшим, чем внутренний диаметр цилиндра. Благодаря этим кольцам между пластинами и цилиндром возникает небольшой зазор, чем предупреждается износ зеркала цилиндра. Хотя удельное давление пластины на кольца становится больше, чем при трении пластины о зеркало цилиндра, взаимный износ колец и пластин меньше вследствие небольшой относительной скорости между пластинами и разгрузочными кольцами, вращающимися вместе с ротором. Относительная скорость пластин по отношению к равномерно вращающимся разгрузочным кольцам возникает вследствие того, что окружные скорости концов лопаток меняются в зависимости от расстояния этих концов от оси ротора.

Чтобы предупредить потери от перетекания газа вокруг разгрузочных колец с нагнетания на всасывание, в кольцах сделаны радиальные канавки, в которые вложены небольшие легкие пластиночки 2 (рис. 7), не вызывающие значительного износа. Через радиальные сверления в зазор между цилиндром и кольцами для уменьшения потерь трения колец подается масло. Несмотря на указанные меры, при высоких скоростях вращения возникает значительное трение и происходит большой износ пластин. Поэтому была предложена конструкция ([1], стр. 205), в которой центробежные силы двух противоположно расположенных пластин в значительной мере уравниваются. Из-за сложности изготовления эта конструкция распространения не получила.

У машин малой мощности и с небольшой скоростью вращения как, например, у масляных вакуум-насосов, центробежной силы не хватает для уплотнения пластин, и поэтому пластины дополнительно прижимаются к цилиндру спиральными пружинами.

При проектировании пластинчатого компрессора следует учитывать, что, как показывает многолетний опыт, к. п. д. этой

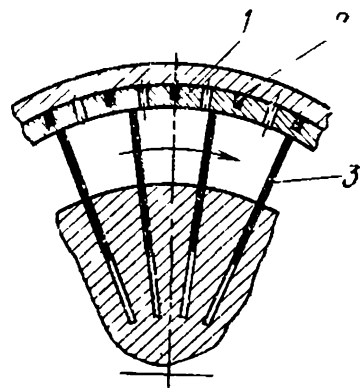


Рис. 7. Узел компрессора

1 — разгрузочное кольцо;
2 — уплотняющие пластиночки, 3 — пластины

машины в значительной степени зависит от перетеканий газа через зазоры между ротором и крышками цилиндра. Поэтому отношение длины L цилиндра к его диаметру D для одноступенчатого компрессора и для первой ступени двухступенчатой машины принимают $\frac{L}{D} = 1,5 \div 2,5$, а величину торцовых зазоров такой, чтобы при температурных расширениях ротора и пластин в охлаждаемом цилиндре избежать задиров.

Наиболее нагруженными деталями пластинчатых компрессоров являются пластины. С учетом напряжений и деформаций пластин для вакуум-насосов и компрессоров низкого давления (до избыточного давления $0,15 \text{ Мн/м}^2$) принимают эксцентриситет ротора $e = 0,14 R$, где R — радиус цилиндра. При давлении до $0,4 \text{ Мн/м}^2$ берется $e = 0,115 R$. Высота пластин $S = 3,8 e$.

В зависимости от размеров машины, перепада давления в компрессоре, от материала пластин, способа смазки и охлаждения ставят от 2 до 30 пластин. Большому числу пластин соответствует меньший перепад давлений между соседними ячейками. При этом уменьшаются потери от перетечек и снижаются изгибающие напряжения в пластинах, но одновременно возникает большой износ в цилиндре. Пластины из графита, пластических масс или из других малопрочных материалов должны быть большей толщины, чем стальные. Чтобы из-за объема пластин не снижалось количество всасываемого газа, устанавливают меньшее число пластин, хотя это и приводит к большому перепаду давлений между соседними ячейками. Меньшее число пластин возможно при обильной смазке цилиндра, благодаря которой снижаются потери от неплотности. При внутреннем охлаждении компрессора впрыском масла необходимо иметь небольшое число пластин, в противном случае возрастут гидродинамические потери. Пазы для пластин в роторе делают радиальными (см. рис. 14) или наклонными к плоскости, проходящей через ось ротора под небольшим углом (рис. 8). Второй вариант с наклонными пазами дает снижение трения на гранях пластин в пазу, поскольку результирующая сила реакции цилиндра проходит примерно по направлению наклонного паза в роторе.

Средняя окружная скорость стальных пластин принимается $12\text{—}13 \text{ м/сек}$. При профилировании концов пластин согласно гидродинамической теории смазки допустима скорость до 16 м/сек . Для графитовых пластин можно принять среднюю скорость 8 м/сек . Фирма Морган Круцибл и К° (Англия), выпускающая графитовые пластины, допускает для своих изделий скорость до 10 м/сек , в литературе имеются указания на скорость до 12 м/сек .

Пластинчатые компрессоры имеют в большинстве случаев непосредственный привод от двигателя, чаще всего от электромотора. Двухступенчатые компрессоры ставят на одной оси один за другим. Только в отдельных агрегатах с воздушным охлаж-

дением, предназначенных главным образом для транспортных установок, вторая ступень устанавливается над первой, а роторы обеих ступеней связываются парой одинаковых цилиндрических шестерен.

При клиноременной передаче от мотора к компрессору двигатель размещается на компрессоре, такое расположение делает агрегат очень компактным.

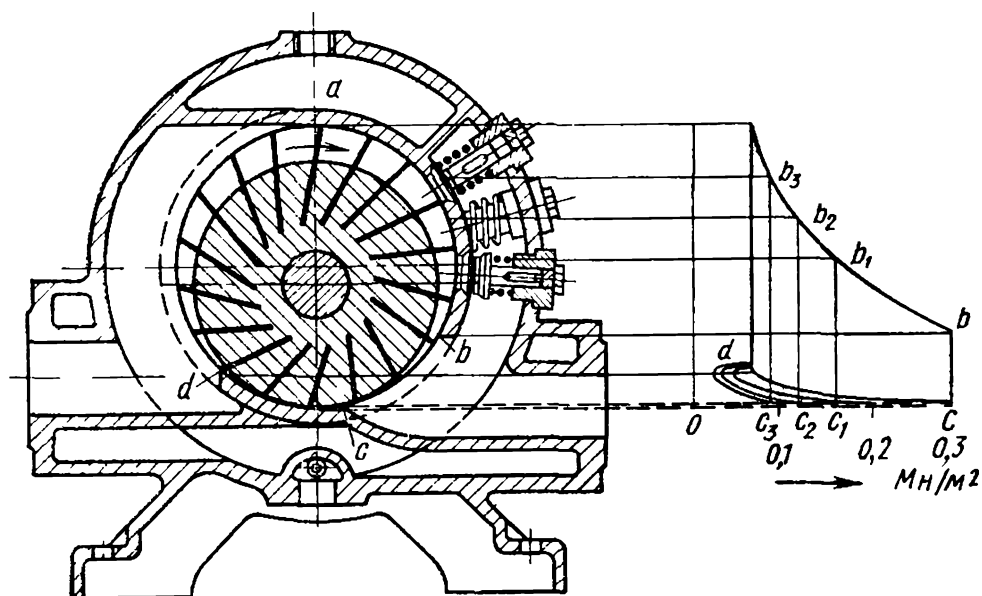


Рис. 8. Пластинчатый компрессор с клапанами на стороне нагнетания и его индикаторная диаграмма

У двухступенчатых компрессоров с внутренним охлаждением впрыском масла достигается столь хорошее охлаждение, что отпадает необходимость в промежуточном холодильнике. Одновременно благодаря улучшению смазки и вымыванию продуктов износа маслом уменьшается износ компрессора.

Пластинчатые компрессоры — это машины с установленной степенью сжатия, которая определяется геометрией компрессора и главным образом положением верхней кромки нагнетательного окна. Для компрессоров с сильно меняющимся давлением всасывания или нагнетания целесообразно установить несколько клапанов, через которые газ будет подаваться в нагнетательный патрубок, если давление в цилиндре превысит давление нагнетания (см. рис. 8).

Пластинчатые компрессоры работают при одном направлении вращения, которое указано на машине. Достоинством этих компрессоров является небольшой пусковой момент, поскольку до прижатия пластин к цилиндру, что достигается при значительной скорости вращения, они работают вхолостую. Пластинчатые компрессоры имеют равномерный крутящий момент и поэтому не требуют маховика.

2. Методика расчета пластинчатых компрессоров

Описанный объем. Всасывание газа в компрессор заканчивается в момент, когда ячейка, образованная двумя соседними пластинами, цилиндром, ротором и крышками цилиндра, будет иметь максимальный объем.

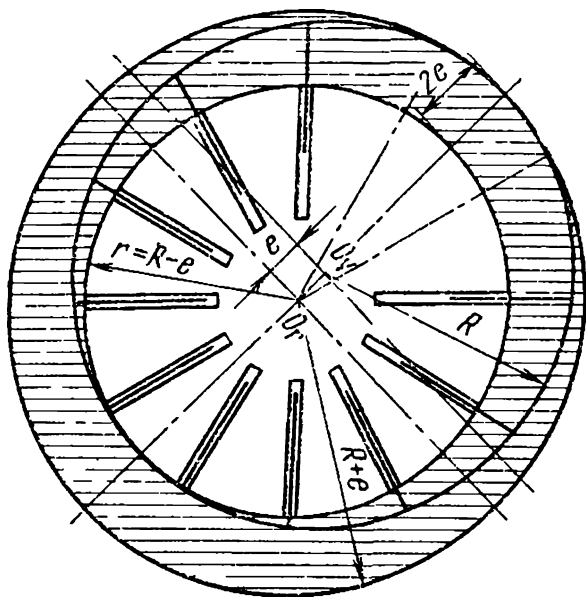


Рис. 9. Схема для приближенного расчета теоретического всасываемого объема V_T пластинчатого компрессора при числе пластин $z \geq 12$

где R — радиус цилиндра в м;
 e — эксцентриситет в м;

$$A = \pi(R^2 + 2Re + e^2 - R^2 + 2Re - e^2) = 4\pi Re \text{ м}^2, \quad (1)$$

тогда

$$V_T = AL = 4\pi ReL \text{ м}^3/\text{об}. \quad (2)$$

Результат тот же, что и при более сложном выводе, приведенном в работах [1 и 9].

Ниже будет показано, что при числе пластин меньшем 12 эта методика расчета является неточной.

При расчете V_T с $z < 12$ необходимо исходить из схемы, приведенной на рис. 10.

Максимальная площадь поперечного сечения ячейки определяется из уравнения

$$\begin{aligned} A_x &= \frac{\pi R^2}{180}(\alpha + \beta) + Re \sin(\alpha + \beta) - \frac{\pi r^2}{z} = \\ &= R^2 \left[\frac{\pi}{180}(\alpha + \beta) + \varepsilon \sin(\alpha + \beta) - \frac{\pi}{z}(1 + \varepsilon)^2 \right], \end{aligned} \quad (3)$$

где

r — радиус ротора;
 $\varepsilon = \frac{e}{R}$ — относительный эксцентриситет;

$\beta = \frac{180^\circ}{z}$ — половина угла, образованного двумя соседними пластинами.

Угол α определяется из уравнения $\sin \alpha = \frac{e \sin \beta}{R}$.

Теоретический объем за один оборот ротора

$$\hat{V}_T = \left\{ z \left[\frac{\pi R^2}{180} (\alpha + \beta) + R e \sin(\alpha + \beta) \right] - \pi r^2 \right\} L \text{ м}^3/\text{об.} \quad (4)$$

В табл. 1 приведены значения теоретического всасываемого объема V_T за один оборот ротора для компрессоров с диамет-

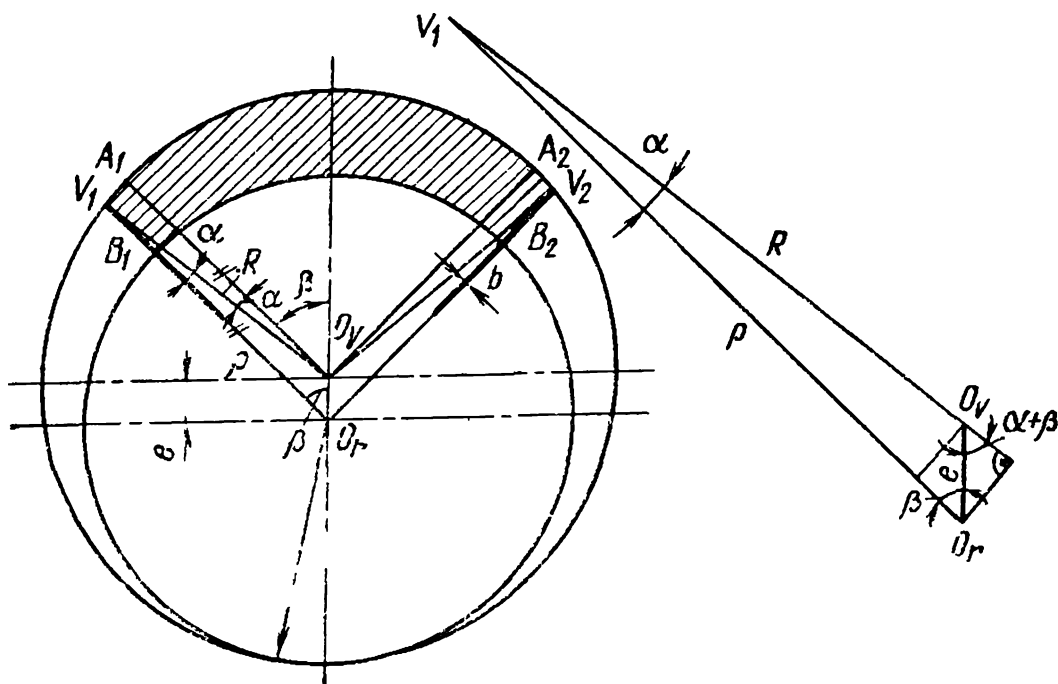


Рис. 10 Схема для точного расчета теоретического всасываемого объема V_T , применимая и для числа пластин $z < 12$

ром цилиндра 100 мм, эксцентриситетом ротора $e = 7$ мм, длиной ротора L и числом пластин 2, 4, 6, 8, 10 и 12. Для сравнения в таблице приведены углы α и β , использованные в расчетах.

Таблица 1

| Число лопаток | β° | α° | V_T | V'_T | ΔV_T | Ошибка в % |
|---------------|---------------|----------------|-----------------------|---------|--------------|------------|
| | | | в см ³ /об | | | |
| 2 | 90 | 8°2'52" | 37,259L | 43,982L | 6,723L | 18,05 |
| 4 | 45 | 5°40'53" | 41,198L | | 2,784L | 6,75 |
| 6 | 30 | 4°0'50" | 42,706L | | 1,263L | 2,95 |
| 8 | 22½ | 3°4'16" | 43,268L | | 0,714L | 1,65 |
| 10 | 18 | 2°28'46" | 43,517L | | 0,465L | 1,07 |
| 12 | 15 | 2°4'36" | 43,659L | | 0,323L | 0,73 |

Помимо результатов расчетов V_T по точной формуле (4) приведены и значения V'_T , полученные по приближенной формуле (2). Указана разница ΔV_T между величинами V_T и V'_T и процентная ошибка при пользовании приближенными уравнениями.

Из таблицы видно, что при небольшом числе пластин приближенный метод расчета дает бóльшую ошибку. При меньшем относительном эксцентриситете, чем принятый $\varepsilon = \frac{e}{R} = \frac{7}{50} = 0,14$,

ошибка будет меньше. Из изложенного следует, что с увеличением числа пластин производительность компрессора растет вначале быстро, а при большом числе пластин их дальнейшее увеличение не дает большой прирост производительности. Очень большое число пластин может вызвать и снижение всасываемого объема газа. Из теоретического объема V_T также необходимо вычесть объем V_n , занимаемый частью пластин, находящихся вне ротора. Для одной ячейки получим (см. рис. 10)

$$V_n = b(\rho - r)L = b(e \cos \beta + R \cos \alpha - R + e)L. \quad (5)$$

Величина $R(1 - \cos \alpha)$ при большом числе пластин пренебрежимо мала [при $z=6$ имеем $R(1 - \cos \alpha) < 0,02e(1 + \cos \beta)$], поэтому

$$V_n = be(1 + \cos \beta)L \text{ м}^3/\text{об}, \quad (6)$$

где b — толщина пластины.

При числе пластин $z \geq 12$ имеем $\cos \beta \approx 1$ и тогда

$$V_n \approx 2beL. \quad (7)$$

Введем относительную толщину пластины $\tau = \frac{b}{R}$, тогда

$$V_n = R^2 \tau \varepsilon (1 + \cos \beta) L.$$

Отношение $\tau = 0,02 \div 0,10$. Меньшие значения τ принимают для стальных, максимальные — для графитовых пластин.

Общая потеря объема за один оборот для компрессора с числом пластин z будет

$$zV_n \approx 2zbeL.$$

За один оборот ротора свободный объем будет составлять

$$V_c = (4\pi R - 2zb)eL \text{ для } z \geq 10. \quad (8)$$

Для $z = 4 \div 8$

$$\begin{aligned} V_c &= \left\{ z \left[\frac{\pi R^2}{180} (\alpha + \beta) + Re \sin(\alpha + \beta) - be(1 + \cos \beta) \right] - \pi r^2 \right\} L = \\ &= \left\{ zR^2 \left[\frac{\pi}{180} (\alpha + \beta) + \varepsilon \sin(\alpha + \beta) - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{\pi}{z} (1 - \varepsilon)^2 - \tau \varepsilon (1 + \cos \beta) \right] \right\} L. \quad (9) \end{aligned}$$

Расчет объема ячейки при ее смещении на угол φ от положения с максимальным сечением. По схеме, представленной на рис. 11, у компрессора с числом ячеек $z > 12$ можно подсчитать

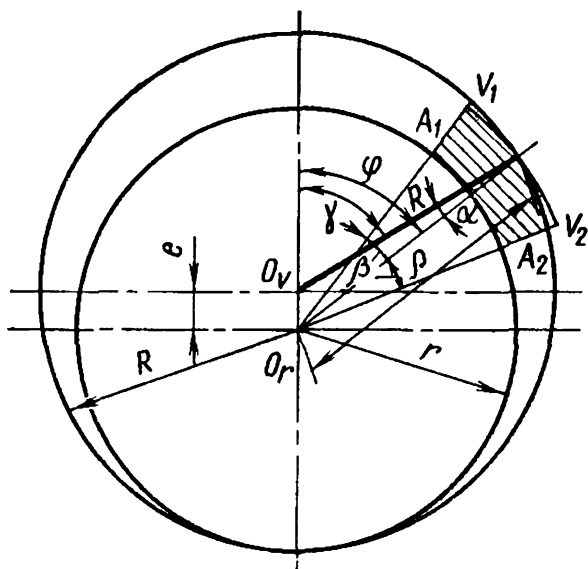


Рис. 11. Схема для расчета сечения ячейки при ее смещении на угол φ от максимального сечения при радиальных пластинах и $z > 12$

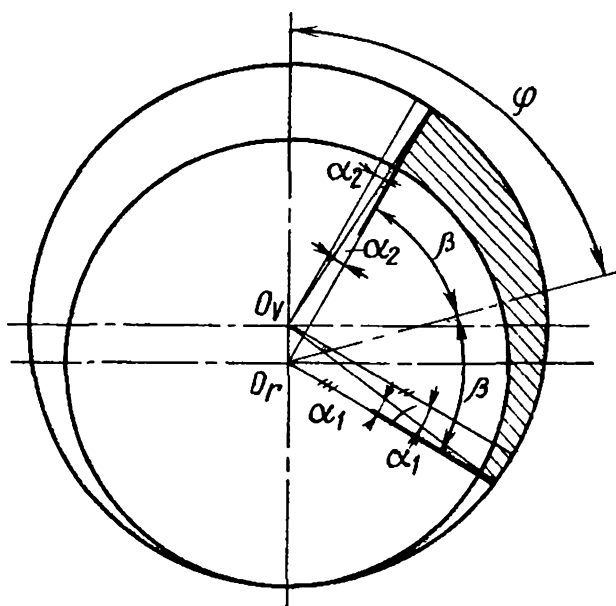


Рис. 12. Схема для расчета сечения ячейки при ее смещении на угол φ от максимального сечения при радиальных пластинах и малом их числе

сечение ячейки с достаточно хорошим приближением из уравнения

$$A_{\varphi} = (\rho^2 - r^2) \frac{\pi\beta}{180} = (\rho^2 - r^2) \frac{\pi}{z}. \quad (10)$$

Пользуясь тригонометрическими зависимостями, для треугольника со сторонами ρ , R и e можно получить выражение

$$\rho^2 = R^2 + e^2 + 2Re \cos \gamma, \quad (11)$$

где γ — дополнительный угол к углу между R и e .

Угол $\gamma = \varphi + \alpha$, где α — угол между ρ и R .

Справедливо, что

$$\sin \alpha = \frac{e}{R} \sin \varphi.$$

Подставив значения ρ и r в уравнение (10), получим

$$\begin{aligned} A_{\varphi} &= \frac{\pi}{z} (R^2 + e^2 + 2Re \sin \gamma - R^2 + 2Re - e^2) = \\ &= \frac{2\pi}{z} Re (1 + \cos \gamma) = \frac{2\pi}{z} Re [1 + \cos(\varphi + \alpha)]. \end{aligned} \quad (12)$$

Далее справедливо

$$\cos(\varphi + \alpha) = \cos \varphi \cos \alpha - \sin \varphi \sin \alpha \approx \cos \varphi - \frac{e}{R} \sin^2 \varphi.$$

Можно считать $\cos \alpha \approx 1$, так как при максимально используемом относительном эксцентриситете $\varepsilon = \frac{e}{R} = 0,14$ и при максимальном $\sin \varphi = 1$ будет $\cos \alpha = 0,990$, во всех остальных случаях $\cos \alpha > 0,990 \approx 1$.

Объем ячейки в общем случае

$$V_\varphi = \frac{2\pi}{z} ReL \left(1 + \cos \varphi - \frac{e}{R} \cos^2 \varphi \right). \quad (13)$$

При небольшом числе пластин ротора объем ячейки, смещенной от максимального положения на угол φ , подсчитывается аналогично по уравнению (3) (рис. 12):

$$\begin{aligned} A_\varphi = & \frac{\pi R^2}{360} (\varphi + \alpha_1 + \beta) + \frac{Re}{2} \sin(\varphi + \alpha_1 + \beta) - \frac{\pi R^2}{360} (\varphi + \alpha_2 - \\ & - \beta) - \frac{Re}{2} \sin(\varphi + \alpha_2 - \beta) - \frac{\pi r^2}{z} = R^2 \left\{ \left[\frac{\pi}{360} (\alpha_1 - \alpha_2 + 2\beta) \right] + \right. \\ & \left. + \frac{\varepsilon}{2} [\sin(\varphi + \alpha_1 + \beta) - \sin(\varphi + \alpha_2 - \beta)] \right\} - \frac{\pi r^2}{z}, \quad (14) \end{aligned}$$

где $\sin \alpha_1 = \varepsilon(\sin \varphi + \beta)$; $\sin \alpha_2 = \varepsilon \sin(\varphi - \beta)$.

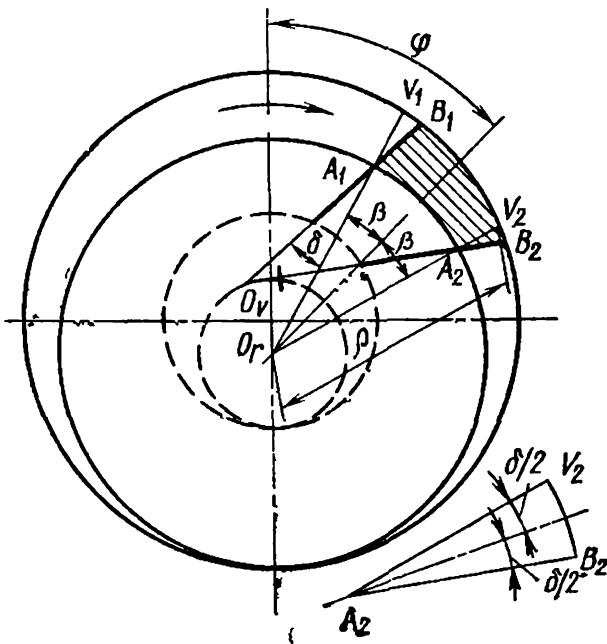


Рис. 13. Схема для расчета сечения ячейки с наклонными пластинами

Объем ячейки у компрессора с наклонными пластинами. У компрессора с пластинами, имеющими наклон на угол δ к радиусу ротора (обычно 20°) для ячейки, смещенной на угол φ от положения с максимальным сечением, площадь сечения ограничена точками $A_1B_1B_2A_2$ (рис. 13). Тогда

$$\begin{aligned} A_{\varphi} = & A_1B_1B_2A_2 = A_\varphi + (A_2V_2B_2 - \\ & - A_1V_1B_1) = A_\varphi + \Delta A_\varphi. \quad (15) \end{aligned}$$

Во всех активных положениях ячейки биссектриса угла δ между пластиной и радиусом, проходящим через точки A_2 и V_2 , не будет слишком удалена от оси цилиндра.

Из рис. 13 (см. эскиз справа) следует

$$A_2V_2B_2 = (\rho - r)^2 \sin \frac{\delta}{2}. \quad (16)$$

Обозначив $\varphi_1 = \varphi - \beta$ и $\varphi_2 = \varphi + \beta$, получим

$$\rho = R (\varepsilon \cos \varphi + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi}) = R (1 + \varepsilon \cos \varphi).$$

Далее

$$\rho - r = R\varepsilon (1 + \cos \varphi) = e (1 + \cos \varphi). \quad (17)$$

Подставив значение $\rho - r$ в уравнение (16), имеем

$$\begin{aligned} \Delta A_\varphi &= e^2 \sin \frac{\delta}{2} [(1 + \cos \varphi_2)^2 - (1 + \cos \varphi_1)^2] = \\ &= e^2 \sin \frac{\delta}{2} \{ [1 + \cos (\varphi + \beta)]^2 - [1 + \cos (\varphi - \beta)]^2 \} = \\ &= e^2 \sin \frac{\delta}{2} (4 \sin \varphi \sin \beta + \sin 2\varphi \sin 2\beta). \end{aligned} \quad (18)$$

Из уравнения (18) следует, что при $\varphi = 0$, ΔA_φ также будет равно нулю, как и при $\varphi = 180^\circ$. Дифференцируя выражение в скобках по φ , определим экстремум ΔA_φ :

$$4 \cos \varphi \sin \beta + 2 \cos 2\varphi \sin 2\beta = 0; \quad \cos \varphi + 2 \cos^2 \varphi \cos \beta - \cos \beta = 0;$$

$$\cos \varphi_3 = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 8 \cos^2 \beta}}{4 \cos \beta}.$$

При большом числе пластин $\cos \beta \approx 1$, тогда

$$\cos \varphi_3 = \frac{-1 \pm 3}{4}.$$

Угол верхней кромки нагнетательного окна. Соединение полости ячейки с нагнетательным пространством наступает в момент, когда передняя пластина ячейки пройдет через верхнюю кромку нагнетательного окна (рис. 14). Ячейка при этом повернется на угол φ_v от своего положения с максимальным сечением A_x . При радиальном направлении пластин в роторе угол верхней кромки по отношению к оси ротора $\psi = \varphi_v + \beta$.

Относительное уменьшение сечения, вследствие чего происходит сжатие находящегося в ячейке газа от давления всасывания p_1 до давления нагнетания p_2 , определяется уравнением, выведенным из формул (2) и (13):

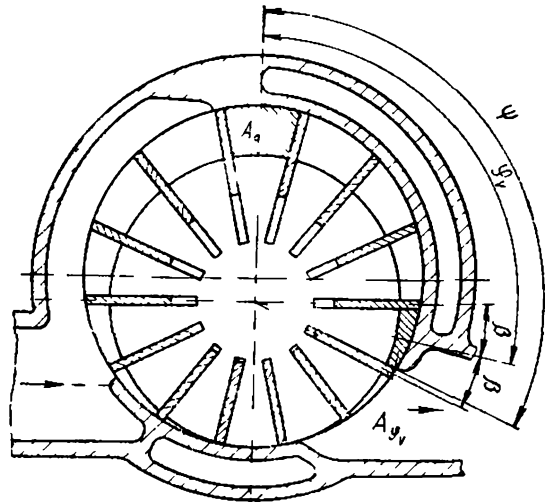


Рис 14. Схема к расчету угла верхней кромки нагнетательного окна ψ , определяемого степенью повышения давления

$$\frac{A_{\varphi v}}{A_x} = \frac{1 + \cos \varphi_v - \varepsilon \sin^2 \varphi_v}{2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (19)$$

где n — показатель политропы сжатия.

Относительное уменьшение сечения для данной степени повышения давления $\frac{p_2}{p_1}$ можно определить по диаграмме на рис. 15, а. Величину угла φ_v в зависимости от $\frac{A_{\varphi v}}{A_x}$ для $\varepsilon=0,115$ и $\varepsilon=0,14$ при различных числах пластин можно найти из диаграмм на рис. 15, б и в.

Для точного определения показателя политропы n нет надежных данных. Вследствие неплотностей меняется масса газа

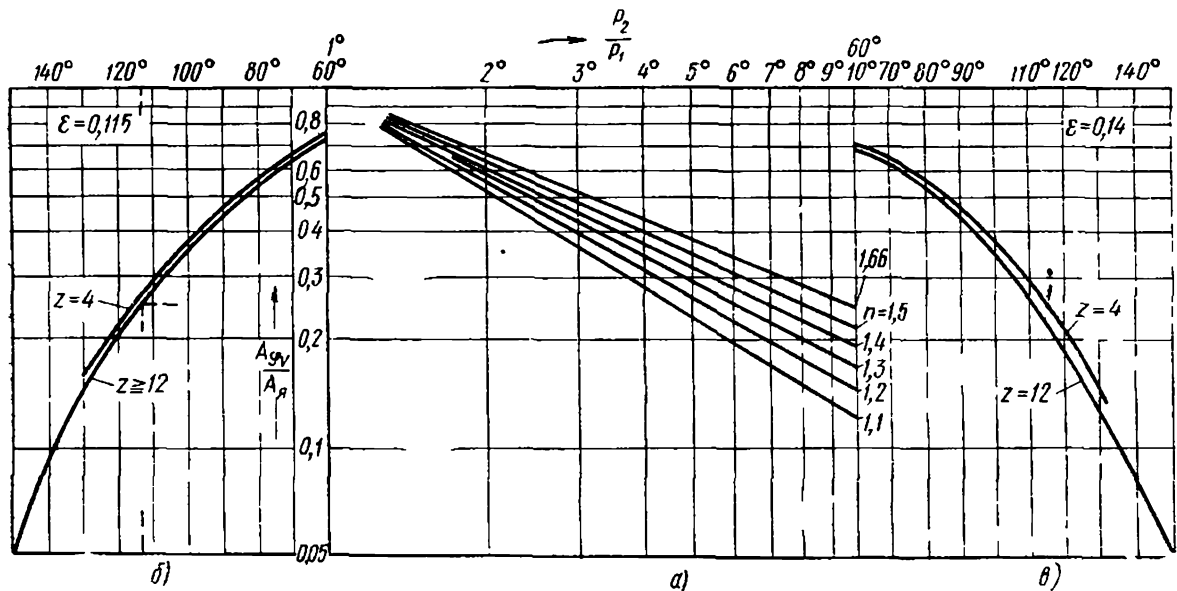


Рис. 15. Кривые относительного уменьшения сечения ячейки $\frac{A_{\varphi v}}{A_x}$ для данной степени повышения давления $\frac{p_2}{p_1}$ (а) и зависимость угла φ_v от отношения $\frac{A_{\varphi v}}{A_x}$ при относительном эксцентриситете ротора $\varepsilon=0,115$ (б) и $\varepsilon=0,14$ (в) и разным числе пластин z

в ячейке, и в расчетах необходимо принимать кажущийся показатель политропы.

Расширение сжатого газа до давления всасывания. На расширение газа из мертвого пространства в значительной степени влияют перетечки газа через неплотности у крышек цилиндра и через зазор между ротором и цилиндром. Для компрессоров и вакуум-насосов с низкой степенью повышения давления и с большим числом пластин и для крупных машин потери от перетечек газа незначительны. Перекрытие на стороне всасывания может быть относительно небольшим при внутреннем охлаждении компрессора маслом, которое в большой степени заполняет мертвое пространство и сильно снижает потери от неплотности.

Мощность пластинчатого компрессора. Адиабатическая мощность пластинчатого компрессора, сжимающего объем V_1 ($m^3/ч$)

от давления p_1 (н/см^2) до давления p_2 (н/см^2), определяется уравнением

$$N_{ад} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1 V_1}{360} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ квт}, \quad (20)$$

где k — показатель адиабаты.

Политропическая мощность компрессора при действительной степени повышения давления, совпадающей с расчетной, равна

$$N_{пол} = \frac{p_1 V_1}{360} \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{ квт}, \quad (21)$$

где n — показатель политропы.

Если действительная степень повышения ниже той, на которую сконструирован компрессор, или при расчете принят слишком низкий показатель политропы, диаграмма изменится таким образом, как это показано на рис. 16, а. Давление p_3 в ячейке непосредственно перед ее соединением с нагнетательным патрубком выше давления p_2 в этом патрубке и выравнивается с ним сразу после соединения ячейки с нагнетательным пространством.

Политропическая мощность компрессора при этом изменится и будет равна

$$N'_{пол} = \frac{p_1 V_1}{360} \left\{ \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - \frac{1}{p_1} \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{1}{n}} (p_3 - p_2) \right\} \text{ квт}. \quad (22)$$

Если давление в нагнетательном патрубке p_3 выше давления p_2 , на которое сконструирован компрессор, или принят слишком высокий показатель политропы, получим индикаторную диаграмму, показанную на рис. 16, б. После соединения полости ячейки с нагнетательным патрубком давление в ячейке резко увеличивается до давления в нагнетательном пространстве.

Политропическая мощность компрессора возрастает и будет равна

$$N''_{пол} = \frac{p_1 V_1}{360} \left\{ \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{1}{p_1} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} (p_3 - p_2) \right\} \text{ квт}. \quad (23)$$

Вследствие влияния неплотности и конечной скорости газа при открытии ячейки действительное изменение давления (см.

рис. 16, а, б — штриховая линия) отличается от теоретического (сплошная линия).

Если рассмотреть, как изменение давления нагнетания влияет на потребляемую мощность, то можно установить, что и при значительном отличии давления в ячейке от давления в нагнетательном патрубке потери энергии не превышают потери в клапанах компрессоров с возвратно-поступательным движением поршня. Большое влияние на производительность и величины сил в

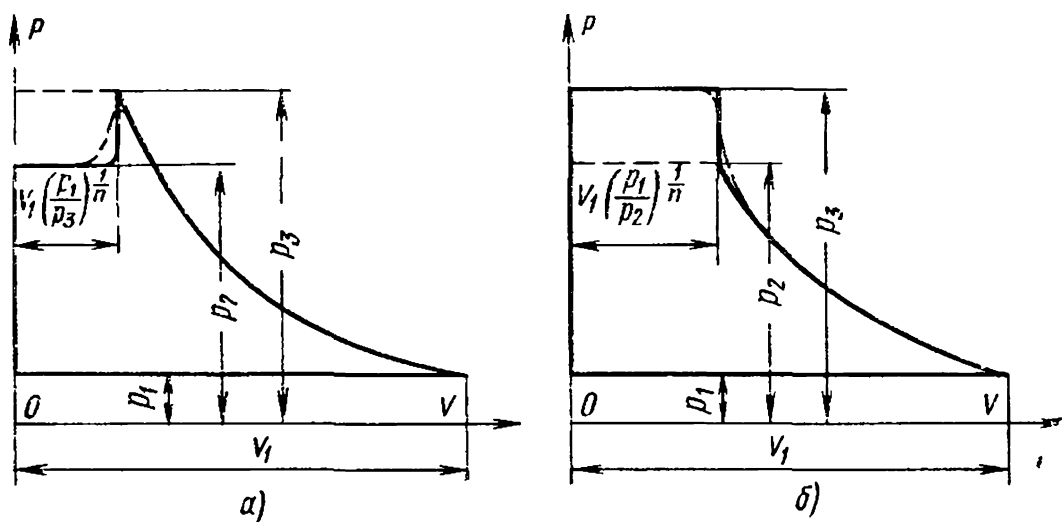


Рис. 16 Индикаторные диаграммы компрессора с установленной степенью повышения давления: а — для случая работы с более низкой степенью повышения давления, чем это предусмотрено конструкцией компрессора; б — для случая работы с более высокой степенью повышения давления, чем это предусмотрено конструкцией компрессора

компрессоре или вакуум-насосе оказывает изменение давления всасывания, возникающее при пуске холодильного пластинчатого компрессора или вакуум-насоса, если машина не снабжена нагнетательными клапанами, соединяющими полость цилиндра с нагнетательным пространством.

Нормальная диаграмма $ABCD$ и диаграмма $DEFC$, показывающая изменение давления при пуске компрессора, приведены на рис. 17.

На рис. 18 показана зависимость общего адиабатического к. п. д. $\eta_{ад}$ ($\eta_{ад} = \frac{N_{ад}}{N_s}$, где N_s — эффективная мощность на валу воздушных пластинчатых компрессоров) от давления нагнетания. В действительности к. п. д. у крупных машин может быть на несколько процентов выше, чем приведенный на рис. 18 $\eta_{ад}$; у небольших компрессоров к. п. д. $\eta_{ад}$ часто значительно ниже приведенного на этом рисунке.

Механические потери у компрессоров с радиальными пластинами теоретически достаточно полно рассмотрены в работе [10], с наклонными пластинами — в работе [11]. Правильное разме-

шение демпфера в нагнетательном трубопроводе может оказать такое влияние на колебание давления нагнетания компрессора с малым числом пластин, что снизится мощность, потребляемая машиной. В работе [12] описан пример снижения таким способом расхода энергии.

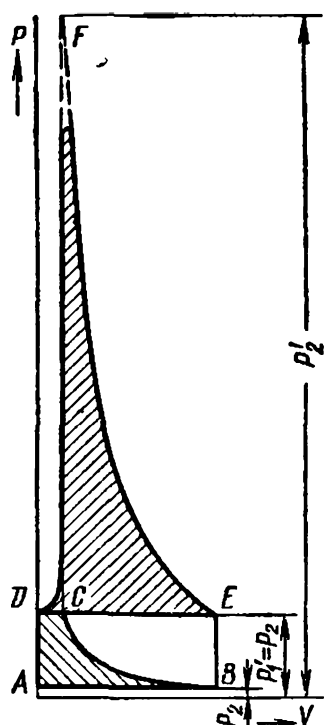


Рис. 17. Схема изменения давления в пластинчатом компрессоре при повышении давления всасывания

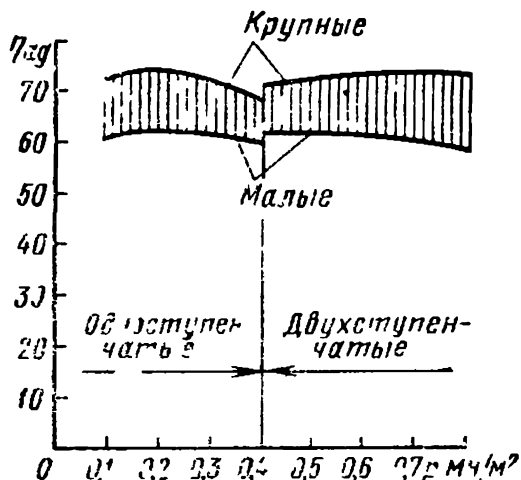


Рис. 18. Зависимость общего адиабатического к. п. д. $\eta_{ад}$ от давления нагнетания для одноступенчатых и двухступенчатых воздушных компрессоров

Если опустить ротор, как указывалось выше, в соответствующую выемку цилиндра и провести охлаждение компрессора впрыском масла в цилиндр, можно поднять коэффициент подачи до 0,95.

3. Регулирование производительности пластинчатых компрессоров

Целью регулирования является приспособление производительности компрессоров к изменяющимся требованиям технологического процесса. У воздушных и газовых компрессоров регулирование производится в зависимости от давления нагнетания, у холодильных компрессоров и вакуум-насосов — от давления всасывания.

На практике применяются пять способов регулирования пластинчатых компрессоров;

- 1) изменением скорости вращения;
- 2) остановками и пусками;
- 3) закрытием всасывающего патрубка;
- 4) дросселированием на всасывании;
- 5) расширением сжатого газа.

Регулирование изменением скорости вращения. Пластинчатые компрессоры имеют привод от электромотора, от бензинового двигателя внутреннего сгорания или от дизеля.

У трехфазовых электродвигателей коммутативного типа возможно плавное изменение скорости, однако вследствие низкого к. п. д., недостаточной надежности и высокой стоимости для привода компрессора они почти не применяются. Можно применить ступенчатое регулирование скорости, тогда в качестве привода применяется электродвигатель с переменным числом полюсов. Однако этот двигатель имеет крупные габариты и высокую стоимость.

Небольшие компрессоры, имеющие привод от бензинового двигателя внутреннего сгорания, могут менять скорость вращения в небольших пределах порядка 30%, большее изменение скорости вращения допускается в случае привода от дизеля — около 50%. Двигатели дизеля применяются в качестве привода для крупных передвижных установок. Регулирование изменением скорости вращения, столь экономичное для компрессоров с возвратно-поступательным движением поршня, у пластинчатых компрессоров приводит к значительному повышению удельного расхода энергии при частичной загрузке компрессора. Это вызвано тем, что потери от неплотности у пластинчатых компрессоров не меняются с изменением скорости вращения, и поэтому с уменьшением производительности машины потери относительно резко возрастают. Половинной скорости соответствует менее чем половинная производительность. Обычно все же изменяют скорость вращения только до 60% от номинальной, чтобы центробежная сила, прижимающая пластины, не падала значительно. При стальных пластинах не работают с окружной скоростью менее 7 м/сек. Чем выше степень повышения давления в компрессоре, тем уже область регулирования изменением скорости вращения.

Регулирование остановками и пусками. Значительную экономию энергии, охлаждающей воды и смазочных материалов дает во многих случаях регулирование остановками и пусками машин, осуществляемое легче всего для привода от электродвигателя с короткозамкнутым ротором. При превышении допустимого давления p_0 в нагнетательном трубопроводе реле давления отключит ток от электродвигателя, а при падении давления в трубопроводе ниже определенного перепада Δp — включит двигатель в сеть.

Недостатком регулирования остановками и пусками является необходимость иметь большой ресивер, в противном случае остановки и пуски электродвигателя будут очень часты, что совершенно недопустимо из-за перегрева двигателя пусковым током.

В других же случаях для пластинчатых компрессоров нужен небольшой ресивер или вообще ресивера не требуется.

Расчет необходимого объема ресивера V_p с учетом равномерного расхода газа из ресивера при остановках компрессора приведен в работе [1, стр. 185], где выведена следующая формула:

$$V_p = \frac{Qt(1-\varphi)\varphi p_0}{\Delta p} \text{ м}^3,$$

где Q — количество газа, всасываемого компрессором, в $\text{м}^3/\text{мин}$;
 t — время между двумя пусками компрессора в минутах;
 $\varphi = \frac{S}{Q}$ — относительный расход газа (S — абсолютный расход);
 p_0 — максимально допустимое давление в $\text{н}/\text{м}^2$;
 Δp — падение давления в ресивере в $\text{н}/\text{м}^2$.

Недостаток регулирования остановками: при остановке цилиндра охлаждается быстрее ротора, и при повторном пуске может произойти защемление ротора или пластин, вследствие чего при монтаже в машине устанавливаются повышенные зазоры.

Регулирование закрытием всасывания — это наиболее часто применяемый способ регулирования для средних и крупных пластинчатых компрессоров. При достижении определенного давления нагнетания всасывающий патрубок компрессора закрывается клапаном, имеющим пневматический привод от регулятора давления. Нагнетательный патрубок при этом соединяется перепускным клапаном с полостью всасывания или с атмосферой, тогда как нагнетательный трубопровод остается под давлением нагнетания, поскольку между патрубком и нагнетательным трубопроводом установлен обратный клапан (рис. 19). По достижении определенного давления нагнетания наружный поршень регулятора давления 1, соединенный трубкой 2 с полостью нагнетания, поднимется и перепустит сжатый воздух на поршень клапана 3, который опустится, перекроет всасывающий патрубок и через трубку 4 соединит полость нагнетания с полостью всасывания. Когда давление в нагнетательном трубопроводе снизится настолько, что сила давления, действующая на поршень регулятора 1, станет меньше силы от нагрузки поршенька, уменьшенной на вес шаров, которые при подъеме поршенька разошлись, поршень опустится; сжатый воздух выйдет из цилиндра над поршнем запорного клапана 3 через сверления в поршеньке регулятора 1 и далее по трубке 5 поступит во всасывающую полость. Пружина поднимет поршень клапана 3, и всасывающий патрубок откроется.

Индикаторная диаграмма компрессора изменяется теоретически, как это показано на рис. 20, и взамен вида 1 2 3 4 получает вид 5 6 7 8, поскольку газ расширяется от нормального давления всасывания (точка 5) до давления, соответствующего политропи-

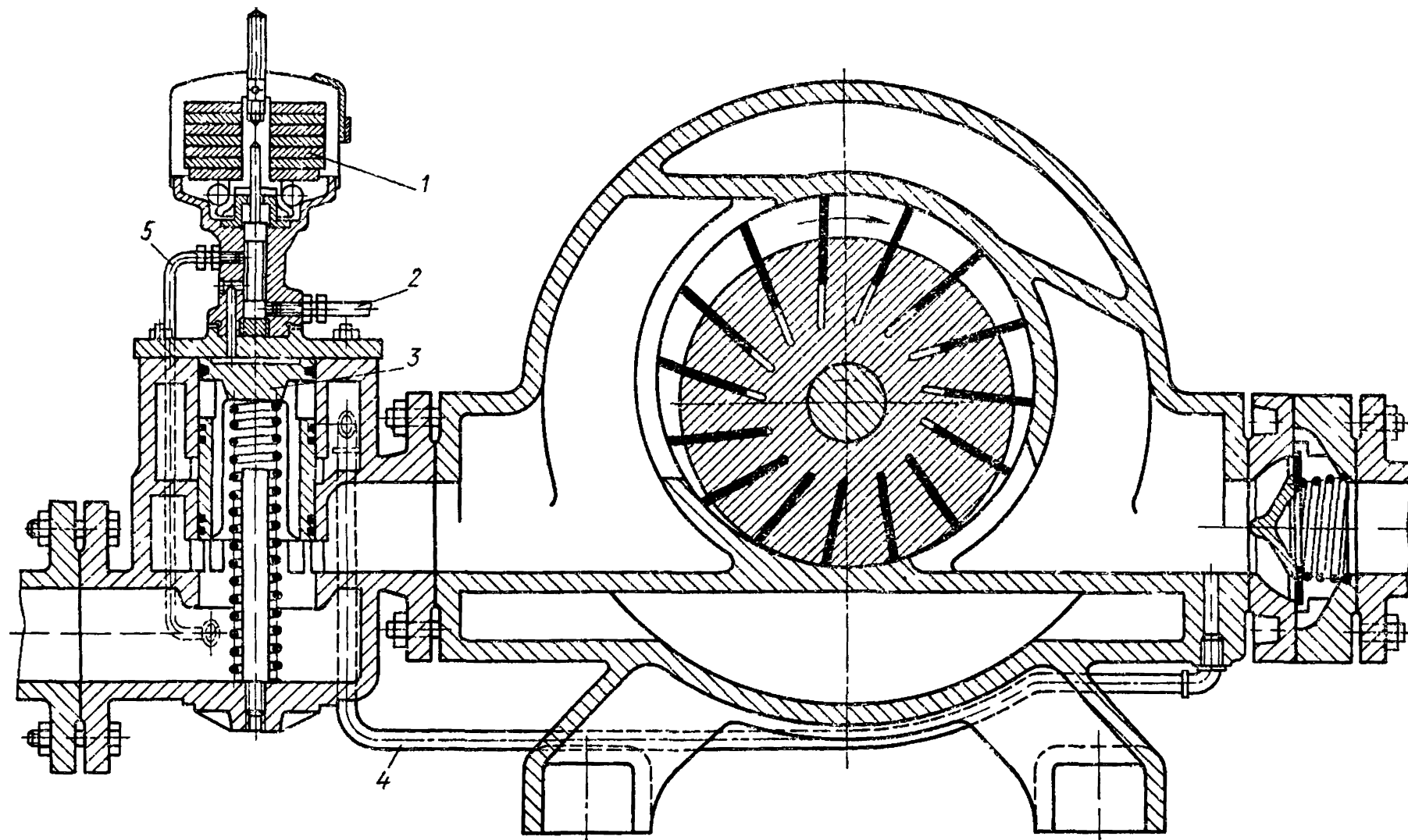


Рис. 19. Пластинчатый компрессор с регулированием закрытием всасывания
(фирма Клейн, Шанцлин и Беккер, ФРГ)

ческому расширению газа из мертвого пространства до максимального объема отдельной ячейки (точка 6).

Необходимо отметить, что из-за неплотностей главным образом по торцам ротора газ проникает в ячейку со стороны нагнетания в процессе расширения, то же самое происходит при последующем сжатии, поэтому кривая сжатия не совпадает с

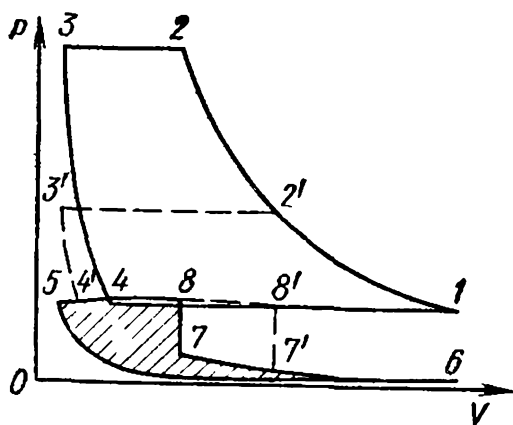


Рис. 20. Индикаторная диаграмма пластинчатого компрессора при нормальной эксплуатации (1 2 3 4) и при регулировании закрытием всасывания (6 7 8 5)

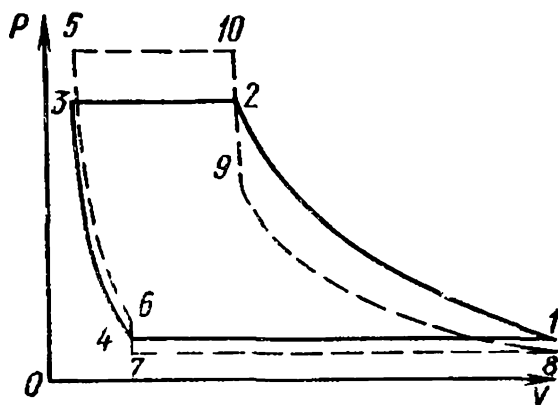


Рис. 21. Индикаторные диаграммы пластинчатого компрессора при нормальной работе (1 2 3 4) и при регулировании дросселированием на всасывании (5 6 7 8 9 10)

кривой расширения. В точке 7 ячейка соединяется с нагнетательным патрубком, давление в котором равно давлению нагнетания, поэтому давление в ячейке мгновенно повышается (точка 8). При дальнейшем уменьшении объема ячейки газ перетекает из нее; остается газ только в мертвом пространстве. Заштрихованная площадь диаграммы 5 6 7 8 5 показывает индикаторную работу пластинчатого компрессора при холостом ходе. Из диаграммы следует, что у компрессора, сконструированного на более низкую степень повышения давления (диаграмма 1 2' 3' 4'), индикаторная работа холостого хода (5 6 7' 8') будет больше.

Аналогичным способом можно регулировать и двухступенчатые пластинчатые компрессоры.

Регулятор давления имеет обычно рукоятку или рычажок для ручного регулирования, чтобы можно было разгрузить компрессор при пуске, а также в том случае, когда давление за обратным клапаном ниже давления, при котором срабатывает регулятор.

Регулирование дросселированием на всасывании. При этом способе регулирования с ростом давления нагнетания производитсякрытие всасывающего патрубка, и индикаторная диаграмма изменяется: вместо 1 2 3 4 имеем 5 6 7 8 9 10 (рис. 21). Схема пластинчатого компрессора, регулируемого дросселированием на всасывании, приведена на рис. 22. При повышении

давления нагнетаемого воздуха в маслоотделителе 1 давлением на масло в масляной ванне поднимется заслонка 2 и прикроет всасывающий патрубок в месте между всасывающим фильтром 3 и цилиндром 4. Масло, не отделенное в маслоотделителе, задерживается фильтром 5 и возвращается на всасывание по трубке 6. Масло, отделенное в маслоотделителе, охлаждается при прохождении через ребренные трубки 7. Очистка масла производится в фильтре 8. Далее масло впрыскивается в цилиндр в ячейки с не полностью сжатым газом.

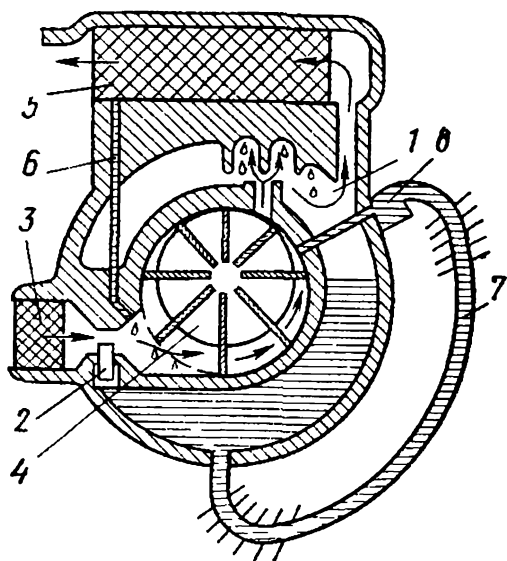


Рис. 22 Схема пластинчатого компрессора, имеющего внутреннее охлаждение впрыском масла, регулируемого дросселированием на всасывании

нагнетательного окна. Пластинчатый компрессор при таком регулировании работает с внутренним и внешним сжатием. Регулирование дросселированием на всасывании приводит у пластинчатых компрессоров к некоторому повышению температуры нагнетания. Этот способ регулирования применяется для воздушных и холодильных компрессоров.

Регулирование расширением сжатого газа осуществляется перепуском части сжатого газа через самодействующий соленоидный клапан *S* (рис. 23) в специальный канал, подводящий газ в то место цилиндра, где объем ячеек начинает увеличиваться, но ячейка еще не соединена со всасывающим пространством. Поскольку сжатый газ, подведенный в эти ячейки, может расширяться, часть затраченной на сжатие работы возвращается. При этом газ охлаждается, по-

В противоположность регулированию дросселированием на всасывании компрессоров с возвратно-поступательным движением поршня у пластинчатых компрессоров степень повышения давления внутри цилиндра не изменяется, поскольку эта степень определяется положением

В противоположность регулированию дросселированием на всасывании компрессоров с возвратно-поступательным движением поршня у пластинчатых компрессоров степень повышения давления внутри цилиндра не изменяется, поскольку эта степень определяется положением

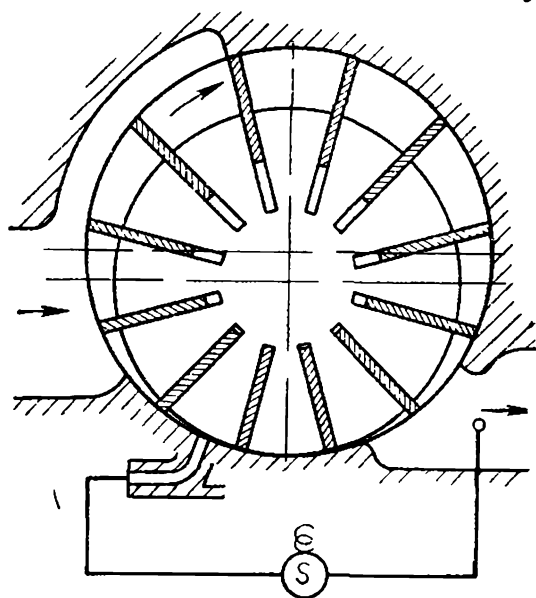


Рис. 23 Схема регулирования пластинчатого компрессора расширением сжатого газа при перепуске определенного количества газа с нагнетательного патрубка через соленоидный клапан *S* в ячейки, объем которых возрастает (клапан снабжен регулятором давления)

этому при таком регулировании компрессор не перегревается. Фирма FES (США) выпускает компрессоры марки Фуллер с указанной системой регулирования, которая позволяет изменять производительность в пределах от 100 до 50%.

В пластинчатых компрессорах применяется также регулирование дросселированием сжатого и прошедшего через холодильник газа, который далее поступает на всасывание. Однако регулирование дросселированием на нагнетании экономически невыгодно, и поэтому этот способ регулирования можно рекомендовать только для случая кратковременного регулирования или как дополнительный способ при регулировании изменением скорости вращения.

Во избежание трудностей, связанных с регулированием пластинчатых компрессоров большой производительности при значительных колебаниях в потреблении газа, устанавливают несколько машин меньшей производительности и при изменениях в потреблении газа производят регулирование отключением и включением отдельных компрессоров.

4. Конструкции пластинчатых компрессоров

Цилиндр пластинчатого компрессора отливается без крышек из серого чугуна с охлаждающей рубашкой или с ребрами. Вход воды в охлаждающую рубашку должен быть снизу, а выход — сверху, что соответствует естественной циркуляции воды и гарантирует заполнение рубашки водой и при перерыве подачи воды. В холодильных пластинчатых компрессорах некоторые фирмы применяют охлаждение маслом, что предохраняет от разрыва рубашки цилиндра при низких температурах. Заполнение охлаждающей рубашки маслом проводится и для выравнивания температур в цилиндре, чтобы избежать деформаций, крайне опасных при малых зазорах. У больших компрессоров с разгрузочными кольцами по краям цилиндра ставятся втулки; последние сажаются в цилиндр достаточно плотно, растачиваются и шлифуются совместно с цилиндром. Расточка цилиндра и втулок должна быть точно цилиндрической и соосной с посадочной поверхностью под втулки. Крупные пластинчатые компрессоры для лучшего заполнения и выхода газа из ячейки имеют два параллельных входа и два нагнетательных окна с осями, удаленными примерно на четверть длины от торцов цилиндра. Для уменьшения шума при всасывании край окон в направлении движения пластин срезают под углом. Скорость воздуха в окнах принимается 12—15 м/сек, в патрубках цилиндра в местах подсоединения трубопроводов скорость достигает 18—20 м/сек.

Чугунные плавающие разгрузочные кольца делают радиальной толщины (0,04—0,06) D и шириной (0,12—0,4) D . При большей ширине сверлят два ряда отверстий для смазки.

Чугунный ротор насаживается на вал горячей посадкой; он должен иметь точную цилиндрическую поверхность и торцы ротора должны быть строго перпендикулярны к оси. Небольшие роторы в некоторых случаях изготавливают вместе с валом как одну деталь.

В чугунных крышках, замыкающих цилиндр с обеих сторон, устанавливаются роликовые подшипники, в которые укладывается стальной вал ротора. Подшипник у муфты является фиксирующим. У некоторых пластинчатых компрессоров для фиксации

осевого положения ротора устанавливают осевые шариковые подшипники.

Уплотнения пластинчатых компрессоров довольно просты по конструкции. Так как скорости вращения и давления для компрессоров этого типа невысоки, к уплотнениям не предъявляется специальных требований. Уплотняющая поверхность, как правило, перпендикулярна к оси вала. Неподвижной трущейся плоскостью часто является плоскость чугунной крышки, к которой прижимается одной или несколькими пружинами вращающееся

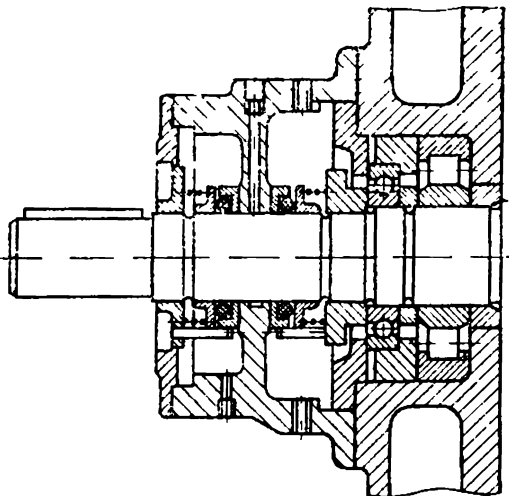


Рис. 24 Уплотнение вала газового пластинчатого компрессора с водяным охлаждением

кольцо, обычно изготовленное из каленой стали. Если неподвижное кольцо стальное, то вращающееся делают из графита. У холодильных компрессоров применяются, как правило, двойные торцовые уплотнения, состоящие из двух пар трущихся колец. Одна пара отделяет камеру уплотнения от цилиндра, другая — от атмосферы. Камера уплотнения часто заполняется маслом.

Хорошо себя зарекомендовали двойные торцовые уплотнения газовых компрессоров с отсосом газа из камеры, расположенной между двумя уплотняющими плоскостями (рис. 24). Внутренняя часть служит для уплотнения избыточного давления в компрессоре, внешняя часть работает при разрежении в компрессоре. Пространство между обоими уплотняющими кольцами соединено со всасывающим патрубком, куда отсасывается проникающий через уплотнение газ [3].

Некоторые пластинчатые компрессоры имеют еще уплотняющие чугунные кольца, установленные на торцах ротора (см. рис. 6), но по данным опытов, проведенных в СССР [6], это дает очень небольшое повышение к. п. д. (в рассмотренном случае около 2%).

Пластины, разделяющие серповидное пространство между цилиндром и ротором на отдельные ячейки, обычно стальные

каленные толщиной 0,8—3 мм. Если компрессор имеет разгрузочные кольца, на концах пластин, примыкающих к краям разгрузочных колец и втулок, делают во избежание задиров выточки (рис. 25). Зазоры между пластинами и стенками пазов в роторе должны быть таковы, чтобы при наклоне паза вниз от горизонтального положения на 45° пластина самостоятельно выскользнула бы из паза. На некоторых предприятиях пластины изготовляют из легированного чугуна. Чугунные пластины меньше изнашиваются и не требуют столь чистого масла, как стальные. Для стальных пластин в Чехословакии применяется каленая сталь CSN 14260*.

При шлифовке следует сошлифовывать тонкий слой, и после каждого прохода шлифовальным камнем по всей поверхности пластину следует переворачивать и шлифовать с другой стороны. Фирма Демаг (ФРГ) применяет для пластин нешлифованный точно прокатанный лист.

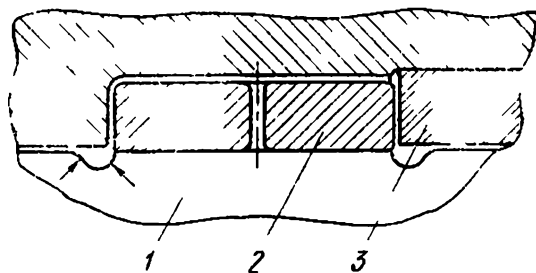


Рис. 25. Выточки на внешнем диаметре пластин 1 в местах, примыкающих к краям разгрузочного кольца 2 и втулок 3

Для компрессоров, работающих без смазки, применяют пластины из графита. Этот материал не впитывает влагу, имеет низкую теплопроводность, инертен к воздействию химически активных сред, легко обрабатывается и имеет низкий коэффициент трения. Поскольку этот материал хрупок, внешние концы пластин скругляют радиусом меньшим, чем радиус цилиндра. Во избежание быстрого износа пластин зеркало цилиндра должно быть хонинговано, иметь высокую твердость и не должно покрываться ржавчиной.

Аналогичные требования предъявляются и к материалу ротора; у него стенки пазов под пластины должны быть шлифованными. Толщина графитовых пластин зависит от размеров машины и перепада давлений и равняется 3—10 мм. Удельный вес графита $1,6 \text{ Г/см}^3$, а графита с металлическим наполнителем — $2,5 \text{ Г/см}^3$. В этом случае вследствие относительно небольшого удельного веса и невысокой допустимой окружной скорости установки разгрузочных колец не требуется.

У компрессоров без смазки цилиндра потери от перетеканий много выше тех же потерь у компрессоров, работающих со смазкой, при прочих равных условиях. Поэтому степень повышения давления для компрессоров, работающих без смазки цилиндра, не превышает 2. Эти компрессоры не применяются при производительности, большей $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Получены хорошие результаты при испытании компрессоров

* Соответствует нашей стали 60С2ХА. — Прим перев.

и вакуум-насосов, имеющих пластины из фенолформальдегидной смолы с наполнителем — асбестовым волокном (наполнение около 51%); этот материал получил название асботекстолит. У машины с такими пластинами при выключении подачи масла на 90 мин ухудшения работы не отмечается. Компрессор с асботекстолитовыми пластинами не имеет разгрузочных колец, поэтому в цилиндре обеспечивается лучшее уплотнение, а число пластин может быть уменьшено до 8—12. По сравнению с компрессорами, имеющими стальные пластины, в компрессорах с асботекстолитовыми пластинами выбирают большее отношение длины цилиндра к диаметру $\frac{L}{D} = 3 \div 3,5$, с тем чтобы получить более благоприятные с точки зрения прочности меньший эксцентриситет и меньшие по высоте пластины.

При этом от увеличенной поверхности цилиндра лучше осуществляется отвод тепла охлаждающей водой.

Компрессоры марки Фуллер (США) изготавливаются с асботекстолитовыми пластинами с закругленными кромками, чтобы масло не стиралось с зеркала цилиндра и не ухудшалась плотность. Эти пластины не разрушаются ни маслом, ни парами холодильных агентов, но под действием воды или жидкого аммиака набухают и коробятся. Поэтому новые компрессоры с асботекстолитовыми пластинами до пуска необходимо законсервировать и хранить в сухом помещении. При остановке в период эксплуатации компрессор должен быть вакуумирован, если есть опасность проникновения жидкого холодильного агента в машину или при снижении температуры окружающей среды до такой степени, что становится вероятной конденсация холодильного агента в компрессоре. Из работы [6] известно, что необходимую долговечность пластин из пластических масс английские фирмы получают специальной термообработкой. Преимуществом компрессоров с пластинами из пластических масс является значительно меньший шум при работе, чем у компрессоров со стальными или чугунными пластинами. В пластичатых компрессорах устанавливаются, как правило, подшипники качения, так как на подшипники действуют большие равномерные нагрузки. При расчете действующих на подшипники и вал сил необходимо учитывать не только радиальные, но и тангенциальные силы. Метод расчета описан в работе [13].

Размеры зазоров. Самыми значительными потерями у пластинчатых компрессоров являются потери от неплотности и, в первую очередь, через зазоры между торцами ротора и крышками цилиндра и через зазоры между ротором и цилиндром. Для достижения большей экономичности работы машины необходимы малые зазоры в компрессоре. Это обеспечивается при условиях точного изготовления деталей, их небольшого износа и тщательного учета температурных деформаций. Сборка пластинчатых компрессоров должна производиться с большой точностью

высококвалифицированными рабочими. Следует учитывать, что ротор попеременно соприкасается с холодным всасываемым и горячим нагнетаемым газом. Его средняя температура значительно выше температуры цилиндра, который обычно охлаждается. Наименьшая разница между температурами ротора и цилиндра бывает у компрессоров с внутренним охлаждением впрыском масла.

Суммарный зазор δ_c^* между ротором (или пластиной) длиной L и обеими крышками цилиндра равен

$$\delta_c = \delta_\phi + \delta_n = \frac{2}{3} \alpha L (t_{ad} + t_0) + 2f \text{ мм},$$

где $\delta_\phi = 0,2 \delta_c \text{ мм}$ — зазор у фиксированного подшипника. Зазор на стороне подшипника с возможным осевым смещением

$$\delta_n = 0,8 \delta_c \text{ мм}.$$

Зазор δ_r между ротором радиуса r и стенкой цилиндра

$$\delta_r = \frac{2}{3} \alpha r (t_{ad} + t_0) + f \text{ мм},$$

где α — коэффициент температурного расширения;

t_{ad} — температура газа в конце адиабатического сжатия;

t_0 — температура всасываемого газа;

f — толщина масляной пленки (0,1—0,2 мм).

Радиальный зазор между разгрузочным кольцом и цилиндром

$$\delta_p = \frac{D}{2000} \text{ мм},$$

где D — диаметр цилиндра,

а осевой (аксиальный) зазор между кольцом и цилиндром

$\delta_a = \frac{b}{300} \text{ мм}$, где b — ширина кольца.

Разгрузочное кольцо имеет внутренний диаметр меньше диаметра D цилиндра на величину

$$\delta_{ан} = \frac{D}{1250}.$$

Отделение масла из газа у компрессоров с внутренним охлаждением впрыском масла можно проводить двумя способами

1. Масло отделяется перед концевым газовым холодильником, но пары углеводородов и масляный туман уносятся со сжатым газом.

2. Масло отделяется после концевого холодильника, где оно конденсируется в крупные капли и легко отделяется. В холо-

* Имеется в виду зазор для машины при нормальной температуре. — Прим ред

дильнике возрастает относительная влажность газа, влага в виде пара и в конечном счете в виде жидкости смешивается с маслом, и, поскольку масло из холодильника отводится и вновь впрыскивается в компрессор, наличие влаги может вызвать коррозию машины. При опасности конденсации водяных паров во впрыскиваемое масло добавляют присадки (ингибиторы), предохраняющие от коррозии, но и в этом случае требуется частая замена масла; наряду с этим рекомендуется применять турбинное масло.

Основное количество масла отделяется из сжатого воздуха за счет выпадения крупных капель при их ударе о перегородки в маслоотделителе. Мельчайшие капельки масла задерживаются при проходе газа через войлочный или какой-либо другой фильтр.

5. Смазка пластинчатых компрессоров

Смазка пластинчатых компрессоров не только значительно снижает потери трения, но также уменьшает потери от неплотностей. Для пластинчатых компрессоров применяются несколько способов смазки.

1. Очень часто применяется смазка под давлением от масляного насоса. К каждому смазываемому месту масло подводится по отдельной трубке. В трубке установлен обратный клапан; в ряде случаев ставится каплеуказатель для контроля количества масла, подача которого обычно регулируется в каждой точке смазки. Масляный насос (обычно лубрикатор) снабжен рукояткой для ручной смазки компрессора перед его пуском. Для пластинчатых компрессоров, не имеющих разгрузочных колец, с непосредственным трением пластин о зеркало цилиндра требуется большее количество масла. Масляный насос в большинстве случаев имеет привод от вала компрессора через червячный редуктор.

Смазка у пластинчатых компрессоров подводится к подшипникам ротора, уплотнениям вала, на торцы ротора, к зеркалу цилиндра или к разгрузочным кольцам. В небольших компрессорах подшипники качения и уплотнения иногда смазываются только масленками Штауфера, а для смазки внутренней полости цилиндра масло подается через торцы ротора, откуда за счет центробежной силы разбрызгивается на зеркало цилиндра. У некоторых компрессоров масло подается через сверления в валу в основания пазов под пластины. Масло в пазах гасит вибрацию пластин, если она возникает.

2. Компрессоры с внутренним охлаждением маслом снабжаются в ряде случаев шестеренчатым масляным насосом для впрыска масла в компрессор. Преимущество этого способа смазки проявляется как при пуске, так и при эксплуатации, так

как дозировка смазки не зависит от температуры и давления нагнетания.

3. У многих компрессоров с внутренним охлаждением впрыск масла осуществляется давлением воздуха, нагнетаемого компрессором. Перед впрыском масло обычно охлаждается воздухом в холодильнике с ребристыми трубками (см. рис. 22) и потом тщательно фильтруется.

Иногда для уменьшения износа машины за фильтром устанавливают еще магнитный сепаратор, захватывающий продукты износа металла, проникающие через фильтр.

4. Смазка масляным туманом, образующимся во всасывающей патрубке, применяется главным образом для малых компрессоров. Значительная часть масла, необходимого для второй ступени двухступенчатого компрессора, вносится с газом из первой ступени.

Для пластинчатых компрессоров применяются те же марки масел, что и для компрессоров с возвратно-поступательным движением поршня. Рекомендуемые марки масел приведены в работе [1]. Для улучшения уплотнений в машине рекомендуется выбирать масло несколько большей вязкости. Однако слишком большая вязкость вызывает большие потери от жидкостного трения и приводит к плохому растеканию масла по поверхности, подлежащей смазке. Масло медленно проходит через компрессор и при высоких температурах сжатия скорее подвергается разложению. Одно из главных требований, предъявляемых к маслу, следующее: при высоких температурах газа на нагнетании не должны образовываться твердые частицы, нарушающие герметичность обратного клапана, что может привести после остановки машины к обратному вращению ротора.

Затруднителен выбор масла для компрессоров с внутренним охлаждением маслом. Следует применять менее вязкое масло (35—40 ст при 38°С) с учетом жидкостного трения и охлаждения. Часто в этих случаях применяют турбинное масло с присадкой против карбонизации. Замену масла нужно проводить через 200—500 ч эксплуатации. Фирма Аллис-Чалмерс (США) поставляет пластинчатые компрессоры с синтетической смазкой, растворимой в воде. Маслоотделителем, устанавливаемым в конце холодильника, из сжатого воздуха задерживается 99% смазки.

6. Вспомогательное оборудование пластинчатых компрессоров

С пластинчатыми компрессорами поставляются обратные клапаны (см. рис. 6 и 19), располагаемые в нагнетательной трубке машины. Благодаря этим клапанам при остановке машины предупреждается самопроизвольное вращение компрессора в обратном направлении, а также становится возможным сни-

зять давление в нагнетательном патрубке до номинального давления всасывания при регулировании закрытием всасывания.

В отличие от компрессоров с возвратно-поступательным движением поршня в данном случае применяются обратные клапаны с большой высотой подъема и мягкой пружиной. Эти клапаны имеют малое сопротивление потоку и хорошую плотность, для чего их изготавливают только однокольцевыми. Необходимо следить за правильной установкой клапана в сети; установка клапана в обратном направлении приведет к недопустимому повышению давления за компрессором при пуске и к аварии машины. У вакуум-насосов в зависимости от требований эксплуатации устанавливается обратный клапан или до машины, или после нее. Каждая ступень компрессора должна снабжаться обратным клапаном, причем между клапаном и машиной запорные органы не устанавливаются.

У газовых и холодильных компрессоров устанавливаются закрытые предохранительные клапаны.

Пластинчатые компрессоры значительно более чувствительны к пыли и другим твердым частицам, проникающим в цилиндр машины, чем ротационные компрессоры других типов. Поэтому они снабжаются или фильтром на всасывании, или (как у холодильных компрессоров) тонким ситом на входе в компрессор. Крупные компрессоры имеют камерные фильтры с нормализованными фильтрующими ячейками; для меньших машин применяются промывные вихревые фильтры [1, стр. 226], в некоторых случаях проводится предварительная очистка газа. Хорошо зарекомендовали себя комбинированные фильтры с глушителем шума.

Пластинчатые компрессоры имеют или легкий фундамент, или вообще фундамента не имеют, в этом случае они устанавливаются на трех амортизирующих опорах и соединяются с нагнетательной сетью посредством шлангов или гибких рукавов.

Для удобства монтажа оба цилиндра двухступенчатого компрессора (в некоторых случаях с двигателем) устанавливают на общую жесткую фундаментную плиту или раму. Чаще всего оба цилиндра объединены в один блок с холодильником, регуляторами, с системой смазки и т. п.

Крупные двухступенчатые воздушные компрессоры имеют промежуточные и концевые холодильники с водяным охлаждением, у небольших машин цилиндры и сжатый воздух охлаждаются окружающим воздухом, прогоняемым вентилятором через ребра цилиндра и холодильники. Существуют конструкции, в которых цилиндры охлаждаются водой, а вода охлаждается в одной секции воздушного холодильника, две другие секции которого служат промежуточными и концевыми холодильниками. Расчет холодильников дан в работе [1]. За холодильником часто устанавливают водомаслоотделитель; в некоторых случаях отделитель размещен непосредственно в корпусе холодильника

Отделитель может быть установлен также на нагнетательной стороне вакуум-насоса, если вакуум-насос имеет поднимающиеся нагнетательные трубопроводы. Рекомендуется ставить отделитель и на стороне всасывания, поскольку это уменьшает опасность попадания жидкости или твердых частиц в вакуум-насос. В компрессорах с большим количеством пластин при высоких скоростях вращения может возникать неприятный шум. Для устранения шума устанавливают во всасывающем и нагнетательном трубопроводах глушители. При высокой частоте шума лучше всего устанавливать глушители поглощающего типа. Для вакуум-насосов достаточно установить один глушитель в нагнетательном трубопроводе.

Остальное вспомогательное оборудование пластинчатых компрессоров и вакуум-насосов и автоматизация этих машин будут рассмотрены далее в гл. 7.

7. Особенности пластинчатых вакуум-насосов

Конструкции пластинчатых вакуум-насосов различаются в зависимости от глубины достигаемого ими вакуума. Для получения невысокого вакуума, до 15 мм рт. ст., применяются

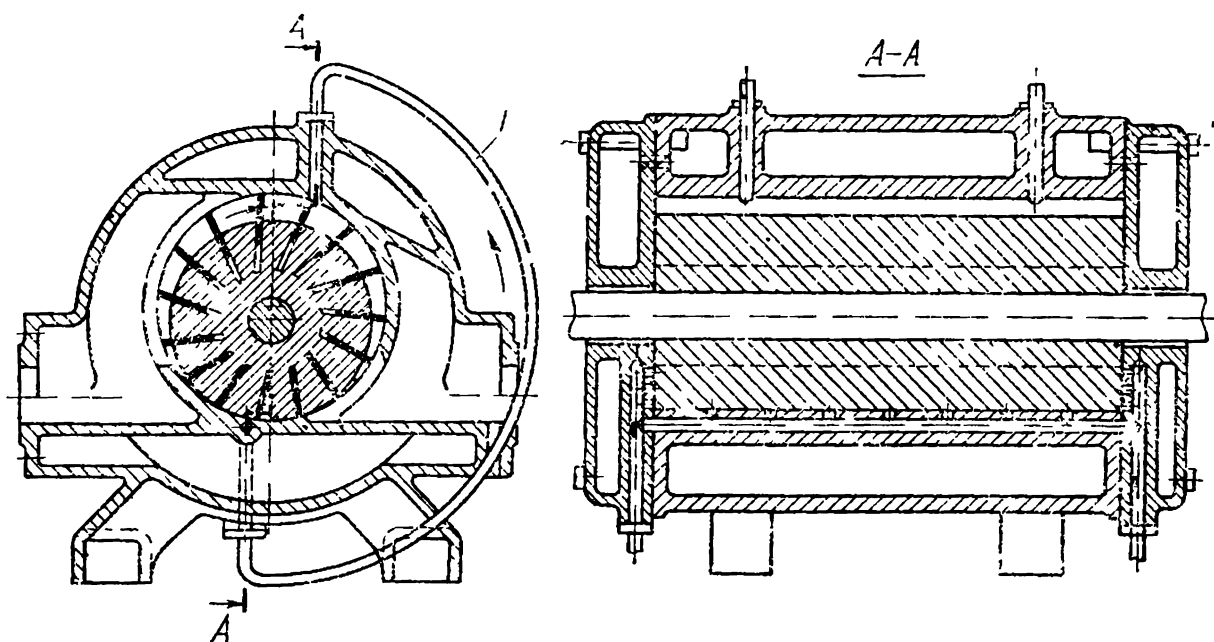


Рис 26. Схема пластинчатого вакуум-насоса с перепуском газа по трубке 1 из мертвого пространства в ячейку, в которой начинается сжатие

многопластинчатые одноступенчатые вакуум-насосы, работающие иногда без смазки. Двухступенчатые машины дают вакуум до 2 мм рт. ст. Многоступенчатые вакуум-насосы применяются при производительности по всасыванию от 20 до 6000 м³/ч. Коэффициент подачи и достижимый вакуум пластинчатых вакуум-насосов улучшаются выравниванием давлений (рис. 26). Для получения глубокого вакуума при производительности по вса-

сыванию от 1 до 50 м³/ч используются двухпластинчатые одноступенчатые масляные вакуум-насосы¹ (рис. 27) до давления на всасывании до 10⁻¹ мм рт. ст. и двухступенчатые вакуум-насосы до давления 10⁻³ мм рт. ст. Характерным признаком масляных вакуум-насосов является то, что на выходе из цилиндра они имеют

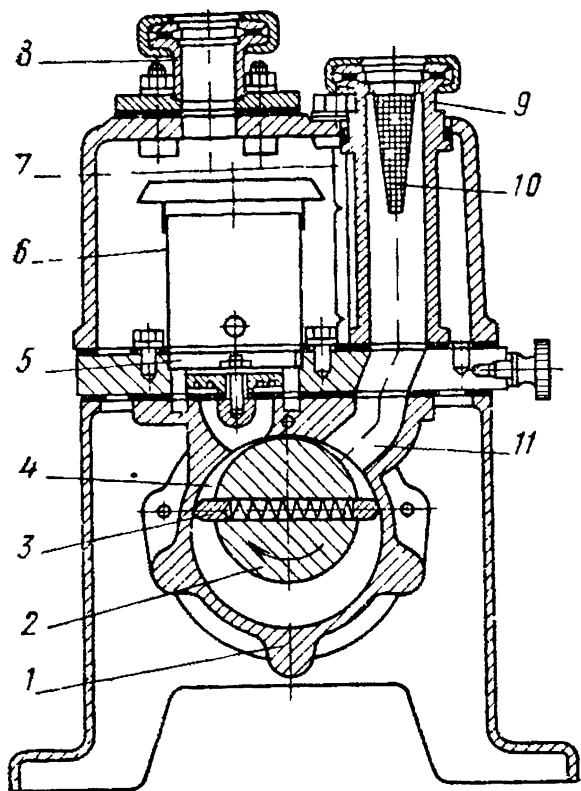


Рис. 27 Одноступенчатый двухпластинчатый масляный вакуум-насос фирмы Лейбольдс (ФРГ)

1 — цилиндр, 2 — ротор, 3 — пластина, 4 — входное отверстие для газового балласта, 5 — нагнетательный клапан, затопленный маслом 6 — маслоуловитель, 7 — щуп для определения уровня масла, 8 — нагнетательный патрубок, 9 — всасывающий патрубок, 10 — фильтр, 11 — всасывающий канал

ют нагнетательный клапан, который заполнен маслом для предупреждения обратного проникновения нагнетаемого газа в цилиндр. У двухступенчатых вакуум-насосов клапаном снабжена только ступень, подающая газ в атмосферу, поскольку давления нагнетания ступени низкого давления недостаточно для открытия клапана.

Вакуум-насосы, предназначенные для получения неглубокого вакуума (абсолютное давление 760—1 мм рт. ст.), работают с большой степенью повышения давления в одной ступени (до 760). В этом случае при всасывании сухого газа трудностей не возникает. Если же всасывается смесь газа и пара или только пар, то у вакуум-насосов обычной конструкции часто появляется опасность конденсации пара в машине при повышении давления. Конденсация паров снижает долговечность работы вакуум-насоса из-за наличия

конденсата в масле, ухудшает вакуум вследствие испарения при всасывании, а также требует частой замены масла. Во избежание конденсации применяется газовый балласт. Этот балласт осуществляется присоединением продувочного клапана, через который подается определенное количество газа в цилиндр в момент отсоединения полости цилиндра от всасывающего патрубка. Давление в цилиндре увеличивается еще перед началом сжатия, например, на 0,01 Мн/м². Вакуум-насос ра-

¹ Масляными вакуум-насосами называются пластинчатые вакуум-насосы или вакуум-насосы с катящимся ротором, в цилиндр которых подводится значительно больше масла, чем это нужно для смазки. Это значительно улучшает их коэффициент подачи в результате заполнения маслом мертвого пространства и сильно снижает потери от неплотности.

ботает тогда с невысокой степенью сжатия, при этом парциальное давление паров не превышает давления насыщенных паров. Совершенно очевидно, что газовый балласт ухудшает как производительность вакуум-насоса, так и достигаемый машиной вакуум (рис. 28).

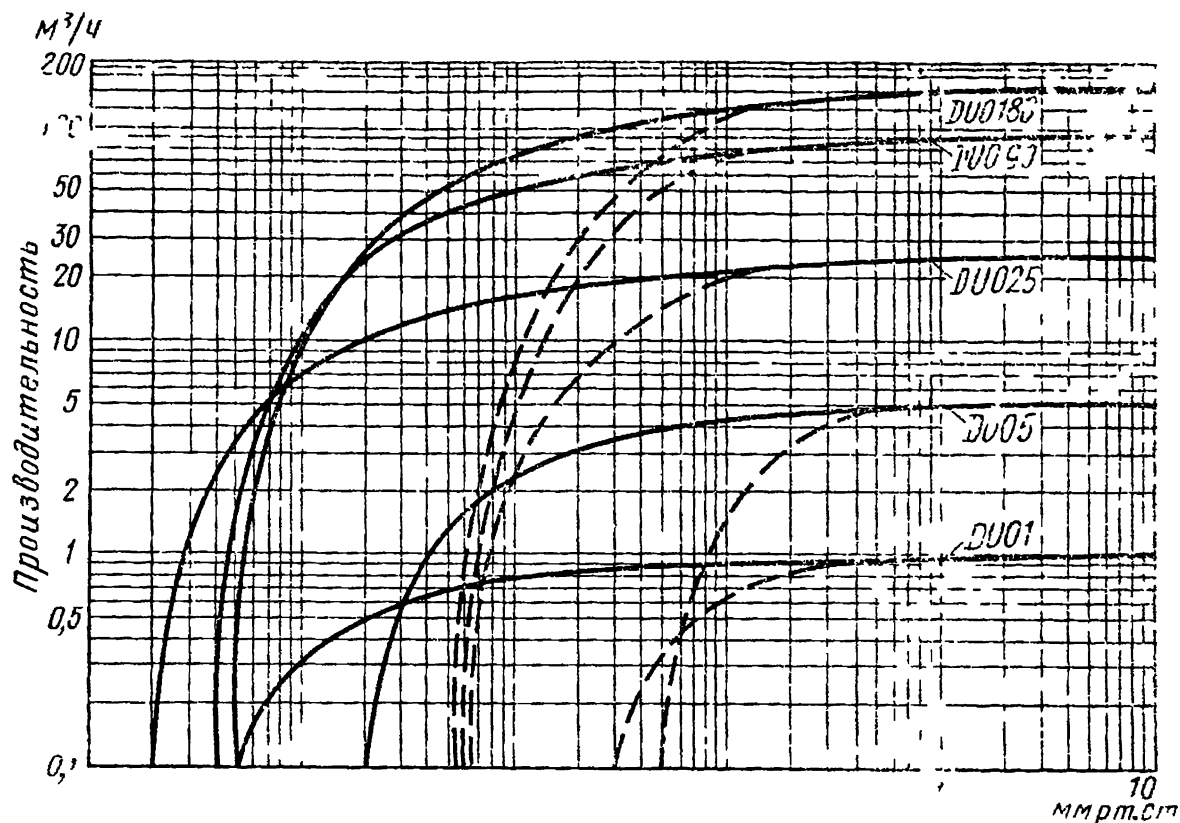


Рис. 28 Характеристики двухступенчатых вакуум-насосов марки DUO фирмы Бальцерс (Лихтенштейн), работающих без газового балласта (сплошные линии) и с газовым балластом (штриховые линии).

Только небольшие пластинчатые масляные вакуум-насосы имеют непосредственный привод от четырехполюсного электродвигателя, средние и крупные машины приводятся от электродвигателя через клиноременную передачу. Поскольку механические потери имеют для вакуум-насосов большее значение, чем для компрессоров, у масляных вакуум-насосов не применяют более двух пластин, и их окружная скорость не бывает высокой, а потому невелика и скорость вращения. На пластины вследствие этого действует небольшая центробежная сила, и для лучшего прижатия пластины к зеркалу цилиндра в прорези устанавливаются пружины, раздвигающие обе пластины. Давление всасывания у масляных вакуум-насосов складывается из суммы давления отсасываемого газа и парциального давления паров масла при рабочей температуре вакуум-насоса. У вакуум-насосов поэтому применяется специальное вакуумное масло с низким давлением паров масла, абсорбирующее небольшое количество газа, эмульгирующее незначительное количество воды, химиче-

ски стабильное и предохраняющее металлы от коррозии в агрессивных средах. Масла не следует подавать в цилиндр больше, чем это нужно для уплотнения в вакуум-насосе, поскольку при давлении нагнетания масло абсорбирует определенное количество газа, который выделяется из масла при снижении давления в цилиндре.

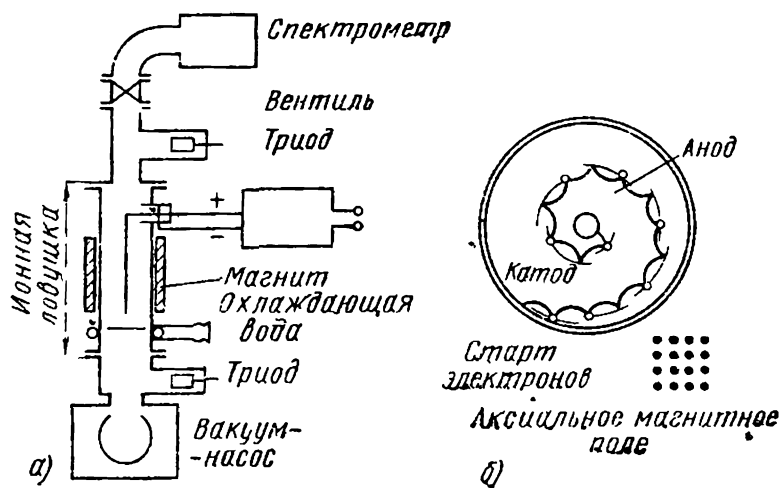


Рис 29 Ионная ловушка (а) и схема ее действия (б).

Во избежание заброса масла из вакуум-насоса во всасывающий трубопровод при остановке машины еще до остановки вакуум-насоса отключают всасывающую полость от магистрали и соединяют ее с атмосферой.

Обратный поток паров масла из ротационного вакуум-насоса в вакуумированное пространство (что недопустимо, например, при подсоединении вакуум-насоса для определения плотности к галоидному течейскателю) поглощается с помощью специально вмонтированной ионной ловушки (рис. 29). Молекулы углеводородов на пути из вакуум-насоса в вакуумированное пространство попадают в электромагнитное поле прибора и осаждаются на поверхности катода твердым слоем полимеризованных углеводородов. Фирма Бальцерс (Лихтенштейн) сообщает, что установка ионной ловушки в их двуступенчатом вакуум-насосе DUO-25 позволяет снизить содержание углеводородов в вакуумированном пространстве почти в 100 раз.

Мощность вакуум-насоса зависит, помимо иных факторов, от достигаемого вакуума. С уменьшением давления в вакуумируемом пространстве мощность возрастает и достигает максимума при давлении на всасывании $P_1 \approx 0,3 P_2$, где P_2 — давление нагнетания. При дальнейшем уменьшении давления всасывания мощность быстро падает (см. работу [1], стр. 60, 314). Если вакуум-насос работает при низком абсолютном давлении в вакуумируемом пространстве, то мощность двигателя должна быть выбрана с учетом перехода через максимальную мощность, указанную выше.

Другим фактором, значительно влияющим на мощность вакуум-насоса, является вязкость масла, которая зависит от рабочей температуры в вакуум-насосе. У масляных вакуум-насосов вследствие потерь на трение жидкости действительная мощность в несколько раз превышает теоретическую при адиабатическом сжатии. Энергетические показатели у масляных вакуум-насосов низкие.

Вакуум-насосы оборудуются всасывающим фильтром и фильтром, задерживающим масляный туман; последний устанавливается за нагнетательным вентиляем.

Компрессор с катящимся ротором является наиболее подходящим типом ротационного компрессора для получения наибольшей степени повышения давления в одной ступени.

1. Принцип работы компрессоров с катящимся ротором

Ротор круглого сечения, прилегающий к стенке цилиндра, вращается вокруг оси цилиндра. Между ротором и зеркалом цилиндра остается при движении ротора зазор, равный 0,1—0,2 мм. Серповидное пространство между ротором и цилиндром разделено пластиной на всасывающую и нагнетательную части. Пластина либо направляется в радиальном направлении прорезью в цилиндре и прижимается к поверхности ротора пружинами (рис. 30), либо отлита совместно с ротором, или жестко с ним соединена, и в этом случае с небольшим зазором скользит в цилиндрической направляющей, которая при движении пластины качается в своем гнезде (рис. 31). Промежуточным между этими двумя типами компрессоров является компрессор, у которого разделяющая пластина, скользящая в цилиндрической направляющей, только прижата к ротору. Цилиндрическая направляющая качается вокруг своей оси таким образом, что ось разделяющей пластины постоянно проходит через центр ротора (рис. 32). Ротор приводится одним или при большой длине двумя эксцентриками и часто ставится на эксцентрики на подшипниках качения.

Один рабочий цикл компрессора с катящимся ротором совершается за два оборота ротора вокруг оси цилиндра. Когда ротор пройдет через всасывающее отверстие, увеличивается объем пространства между цилиндром и ротором, ограниченный разделяющей пластиной, и в это пространство будет всасываться газ. Всасывание продолжается почти целый оборот ротора — до положения, когда разделяющая пластина будет максимально утоплена в прорези цилиндра или в цилиндрической направляющей. После отделения ротором всасываемого объема от всасывающего отверстия начинается сжатие газа; после превышения давления нагнетания откроется самодействующий нагнетательный клапан, и сжатый газ будет вытеснен из цилиндра. Рабо-

чий цикл совершается за два оборота, однако наполнение цилиндра свежим газом и его нагнетание происходят одновременно при каждом обороте ротора. У вакуум-насосов с катящимся ротором всасывающее отверстие делается не в стенке цилиндра, а в разделяющей пластине (см. рис. 31). Пластина

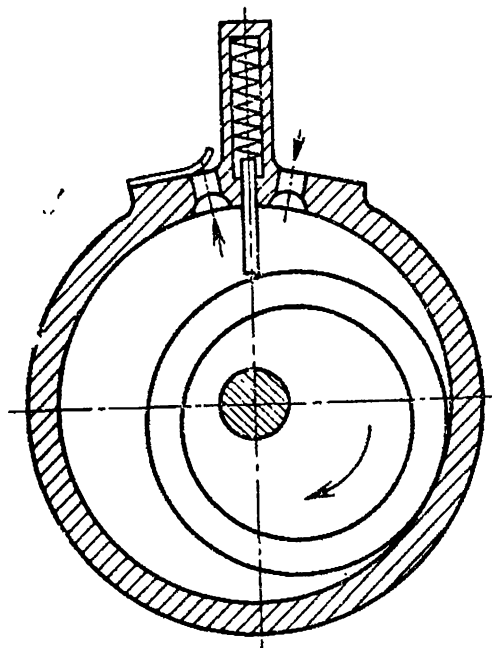


Рис. 30. Схема компрессора с катящимся ротором и разделяющей пластиной, направляемой радиальной прорезью в цилиндре (пластина прижимается к ротору пружиной).

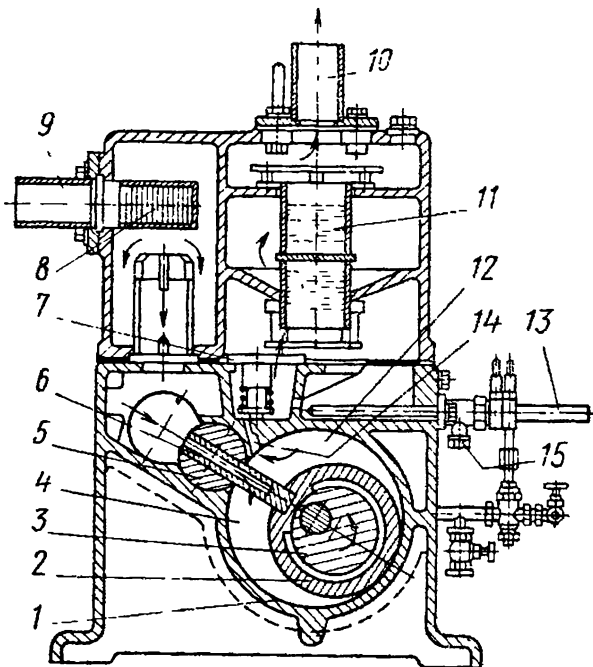


Рис. 31. Вакуум-насос с катящимся ротором, с жесткой закрепленной на роторе разделяющей пластиной (фирма Лойбольдс ФРГ):

1 — цилиндр; 2 — ротор; 3 — эксцентрик; 4 — всасывающее пространство; 5 — цилиндрическая направляющая; 6 — разделяющая пластина; 7 — затопленный маслом нагнетательный клапан; 8 — фильтр; 9 — всасывающий патрубок; 10 — нагнетательный патрубок; 11 — глушитель; 12 — нагнетательное пространство; 13 — терморегулятор; 14 — канал газового балласта; 15 — пробка для спуска масла

служит одновременно и всасывающим клапаном. Для улучшения плотности нагнетательный клапан затоплен маслом.

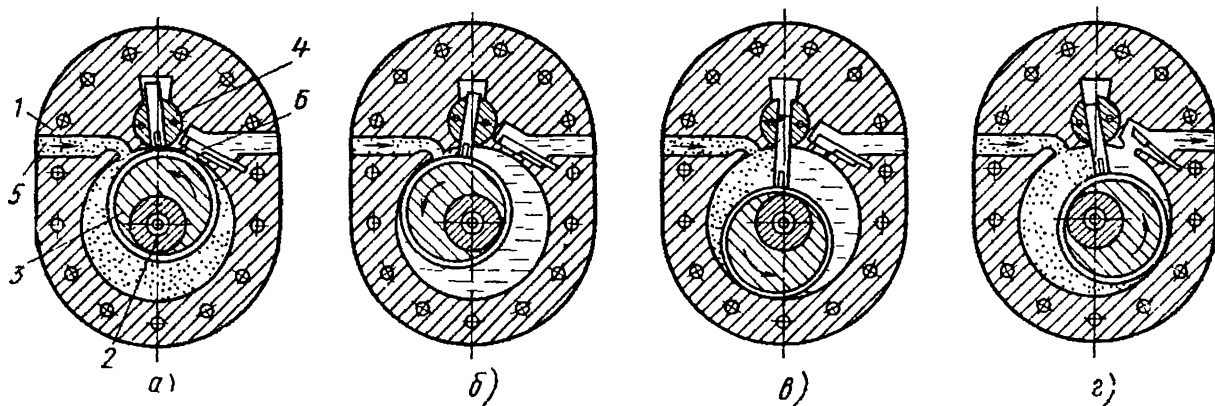


Рис. 32. Схемы компрессора с катящимся ротором и с разделяющей пластиной, прижимаемой к ротору и скользящей в качающейся цилиндрической направляющей (фирма Эшер Вис, Швейцария):

а — всасывание; б — начало сжатия; в — продолжение сжатия; г — нагнетание; 1 — корпус цилиндра; 2 — вал; 3 — эксцентрик; 4 — цилиндрическая направляющая с разделяющей пластиной; 5 — входной канал; 6 — нагнетательный клапан

Вакуум-насосы с обильной смазкой называются масляными. Обильная смазка не только снижает потери от трения, но и улучшает коэффициент подачи благодаря уменьшению потерь от неплотностей.

У холодильных компрессоров Ротаско фирмы Эшер-Вис (Швейцария) производится впрыск в цилиндр столь обильного количества масла, что этим маслом отводится значительная часть тепла сжатия — происходит внутреннее охлаждение цилиндра.

Компрессоры с катящимся ротором имеют следующие преимущества: простая конструкция, низкие потери трения и, следовательно, малый износ, высокий коэффициент подачи вследствие небольшого мертвого пространства. Центробежные силы у катящегося ротора можно хорошо уравновесить, поэтому к подшипникам машины не предъявляются специальные требования, и возможна работа компрессора при высокой скорости. Степень повышения давления у компрессоров с катящимся ротором не определяется геометрией машины (как, например, у пластинчатых компрессоров), поэтому они удобны при работе с переменной степенью повышения давления, как, например, при откачивании вакуумной системы или для холодильных установок, работающих с переменными температурами.

Недостатки компрессоров с катящимся ротором: потребность в маховике, пульсирующее нагнетание сжатого газа и почти наполовину меньшее использование объема цилиндра, чем в пластинчатых компрессорах.

Компрессоры с катящимся ротором изготовляют на производительность от минимально возможной до $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Фирма, изготовляющая компрессоры Ротаско, утверждает, что одноступенчатые аммиачные компрессоры могут при температуре конденсации 30°C работать при температуре кипения от -40°C до -60°C . Одноступенчатыми вакуум-насосами достигается вакуум до $2 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.}$ без паров масла, с парами масла — $5 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.}$, а с газовым балластом — $5 \cdot 10^{-1} \text{ мм рт. ст.}$ Скорость вращения для небольших машин обычно принимается 1440 об/мин , а для крупных машин — порядка 500. В качестве холодильных эти компрессоры работают чаще всего на аммиаке и фреоне 12, растет также число машин, работающих на фреоне 22.

Регулирование компрессоров с катящимся ротором. Хотя при эксплуатации компрессоров с катящимся ротором можно регулировать производительность изменением скорости вращения, дроселированием на всасывании или закрытием всасывания, эти способы редко применяются. Чаще всего применяется регулирование остановками и пусками. Это понятно, поскольку такие компрессоры выполняются небольшой или в крайнем случае средней мощности и обычно приводятся двигателями с короткозамкнутым ротором. При необходимости обеспечения большей

производительности устанавливается несколько компрессоров, как правило, разной производительности. При изменении производительности включением разных комбинаций компрессоров достигаются хорошие экономические показатели.

2. Расчет компрессоров с катящимся ротором

Для компрессоров с катящимся ротором, как правило, принимают относительный эксцентриситет $\varepsilon = \frac{e}{R}$ (см. рис. 33) в пределах $\varepsilon = 0,08 \div 0,20$ (и более), а относительную длину цилиндра $\theta = \frac{L}{2R}$ от 0,4 до 0,75 (у крупных машин до 2), где R —

радиус цилиндра, e — эксцентриситет ротора, L — длина ротора.

Пренебрегая объемом разделяющей пластины, определим теоретический объем газа, всасываемого компрессором за один оборот вала:

$$\begin{aligned} V_r &= \pi(R^2 - r^2)L = \pi(R + r)(R - r)L = \pi(R + R - e) \times \\ &\times (R - R + e)L = \pi(2Re - e^2)L = \\ &= \pi R^2 \varepsilon (2 - \varepsilon)L = \\ &= 2\pi R^3 \varepsilon \theta (2 - \varepsilon) \text{ м}^3/\text{об.} \quad (24) \end{aligned}$$

Для заданной величины V_r при выбранных θ и ε радиус цилиндра R определяется из уравнения

$$R = \sqrt[3]{\frac{V_r}{2\pi\varepsilon\theta(2-\varepsilon)}} \text{ м.} \quad (24,а)$$

Сравнивая уравнения (24) и (2), заключаем, что объем цилиндра в компрессорах с вращающимся ротором используется примерно в два раза хуже, чем в пластинчатых компрессорах.

Сравнивая теоретический объем V_r с объемом пустого цилиндра V_c , получим коэффициент использования цилиндра

$$K = \frac{\pi R^2 \varepsilon (2 - \varepsilon)}{\pi R^2} = \varepsilon (2 - \varepsilon). \quad (25)$$

Таким образом, при выборе ε в пределах, указанных выше, получим $K = 0,1536 \div 0,36$.

Поскольку всасывание газа заканчивается в момент минимального выхода пластины из цилиндра, объем, занимаемый разделяющей пластиной, практически не влияет на всасываемый объем.

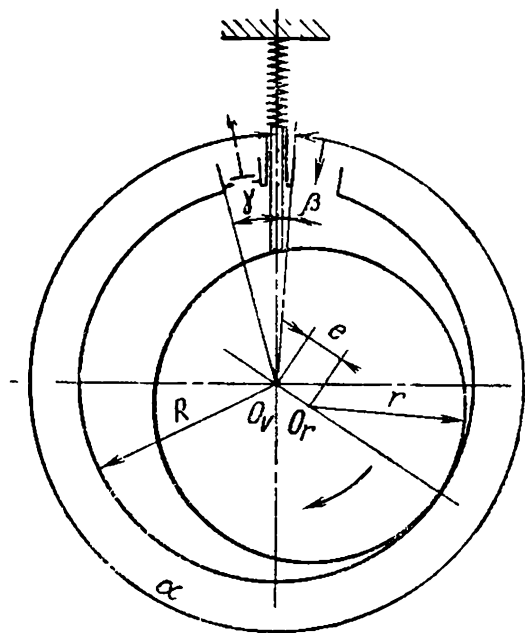


Рис. 33. Схема для расчета всасываемого объема компрессора с катящимся ротором.

Производительность компрессора с катящимся ротором

$$V = V_r n \lambda = \pi (R^2 - r^2) L n \lambda \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (26)$$

где n — скорость вращения в об/мин;

λ — коэффициент подачи.

У средних и крупных машин с невысокой степенью повышения давления $\lambda = 0,7 \div 0,85$.

Величина всасываемого объема в зависимости от угла поворота ротора. Для динамического расчета необходимо знать величины объемов обеих частей внутреннего пространства компрессора с катящимся ротором при разных положениях ротора. Пространство, в которое происходит всасывание, имеет при повороте ротора от среднего положения на угол φ сечение ABC , заштрихованное на рис. 34:

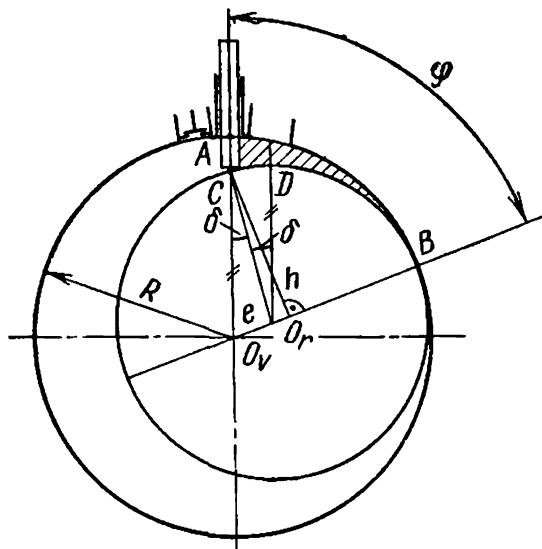


Рис 34 Схема для определения всасываемого объема в зависимости от угла поворота ротора φ у компрессора с катящимся ротором

пл. $ABC = \text{пл. } ABO_v - \text{пл. } CBO_v =$

$$= \varphi \frac{R^2}{2} - \left(\varphi \frac{r^2}{2} + \delta \frac{r^2}{2} + \frac{eh}{2} \right) =$$

$$= \frac{1}{2} [\varphi (R^2 - r^2) - \delta r^2 -$$

$$- er \sin(\varphi + \delta)], \quad (27)$$

где углы в радианах и $\sin \delta = \frac{e}{r} \sin \varphi = \frac{e}{R-e} \sin \varphi$ и $h = CO_v$.

Всасывающий объем цилиндра при повороте ротора на угол φ

$$V_\varphi = \frac{1}{2} [\varphi (R^2 - r^2) - \delta r^2 - er \sin(\varphi + \delta)] L. \quad (28)$$

Подставив значение теоретического объема из уравнения (24), получим

$$V_\varphi = \frac{V_r}{2\pi} \left[\varphi - \delta \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon(2-\varepsilon)} - \frac{1-\varepsilon}{2-\varepsilon} \sin(\varphi + \delta) \right]. \quad (29)$$

Пространство цилиндра, соединенное со всасывающим патрубком, при всасывании последовательно увеличивается, движение газа обратно из цилиндра во всасывающий патрубок невозможно и поэтому нет необходимости в установке всасывающего клапана. Всасывающий клапан даже ухудшил бы работу компрессора. За исключением времени, необходимого для прохождения угла β (см. рис. 33), всасывание продолжается во все время оборота ротора. После открытия ротором всасывающего

окна пространство цилиндра заполняется газом. Нагнетательный клапан открывается, когда давление в цилиндре превышает давление в нагнетательном патрубке.

В момент, когда ротор не дошел до своего среднего положения на угол γ (см. рис. 33), нагнетательный клапан закрывается. При этом полость, ограниченная цилиндром, ротором и разделяющей пластиной, вместе с каналом нагнетательного клапана образует мертвое пространство. Находящийся в мертвом пространстве сжатый газ далее переходит во всасывающую полость цилиндра, расширяется в ней до давления всасывания и тем уменьшает количество всасываемого газа. При высокой степени повышения давления могло бы наступить обратное движение газа через всасывающее отверстие из цилиндра. Однако обратного движения не происходит потому, что машины с высокой степенью повышения давления такие, как масляные вакуум-насосы и холодильные компрессоры типа Ротаско, имеют такой обильный впрыск масла в цилиндр, что мертвое пространство перед соединением со всасывающей полостью заполняется маслом, и поэтому расширения газа из мертвого пространства не происходит.

Обозначим относительную величину мертвого пространства собственно цилиндра (без каналов нагнетательного клапана)

$$a = \frac{V_{\gamma}}{V_r}$$

и подсчитаем объем мертвого пространства V_{γ} из уравнения (29), заменив угол ϕ углом γ :

$$a = \frac{1}{2\pi} \left[\gamma - \delta \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon(2-\varepsilon)} - \frac{1-\varepsilon}{2-\varepsilon} \sin(\gamma + \delta) \right]. \quad (30)$$

На практике величина относительного мертвого пространства не достигает и 2%.

Расчет мощности. При расчете эффективной мощности можно исходить, например, из изометрической мощности [см. работу [1], уравнение (3.43)]. Общий изометрической к. п. д. принимается в зависимости от величины компрессора и степени повышения давления в пределах

$$\eta_{o \text{ из}} = 0,5 \div 0,6.$$

При выборе мощности двигателя для холодильных компрессоров или вакуум-насосов необходимо принимать во внимание мощность, необходимую при пуске или при изменении температурного режима холодильной установки, как это ранее указывалось при рассмотрении пластинчатых компрессоров.

3. Конструкции компрессоров с катящимся ротором

При вращении ротора, эсцентрично расположенного по отношению к оси цилиндра, на вал компрессора действует центробежная сила. Для ее полного уравнивания у средних и крупных машин или устанавливаются противовесы (рис. 35), или ротор делится на две равные части, смещенные на валу одна относительно другой на 180° и разделенные в цилиндре перегородкой (рис. 36). Смещением на 180° уравниваются сами центробежные силы, не уравнивается только их момент. Эксцентрики, на которые ротор насаживается как обод, фиксируются на валу шпонками. Если ротор только один, он может быть изготовлен заодно с эксцентриком и валом, как, например, у компрессоров Ротаско. У этих машин пластина, разделяющая всасывающее и нагнетательное пространства, управляется двумя серьгами, насаженными на эксцентрик, изготовленный заодно с валом. При движении эксцентрика пластина наклоняется так, что ее ось постоянно пересекает ось вращающегося ротора. Это обеспечивает плотность в месте прилегания пластины к ротору.

Дальнейшее улучшение плотности достигается установкой уплотняющих пластинок на плоскости соприкосновения разделяющей пластины с цилиндром и прижатием этих пластинок к направляющему цилиндру пружинами. Цилиндрическая направляющая, в которой скользит пластина со всасывающим каналом, изготавливается из легких сплавов с высокой прочностью и хорошими антифрикционными свойствами как по отношению к чугунному цилиндру, так и к каленой азотированной пластине. Для лучшего уплотнения корпус ротора в месте соприкосновения с цилиндром слегка сплюснен, таким образом между собственно ротором и надетой на ротор тонкостенной стальной втулкой возникает зазор. Со стороны сжатого газа на втулке ротора сверлятся несколько отверстий, через которые газ проникает в зазор и немного деформирует втулку, так что она прилегает к зеркалу цилиндра. К торцам цилиндра привертываются чугунные крышки. В крышках размещены подшипники качения, рядом с которыми установлены на валу противовесы ротора. Со стороны привода на валу расположено двойное уплотнение вала с камерой, заполненной маслом. На валу на стороне, противоположной приводу, установлен осевой подшипник. На валу установлен также привод клапана подачи масла, который открывается при пуске машины центробежной силой, действующей на грузы. При остановке машины он закрывается и предохраняет от попадания масла из маслоотделителя в машину. Внутреннее пространство цилиндра по краям ограничено чугунными крышками, по которым скользят кольца, вставленные в торцы ротора.

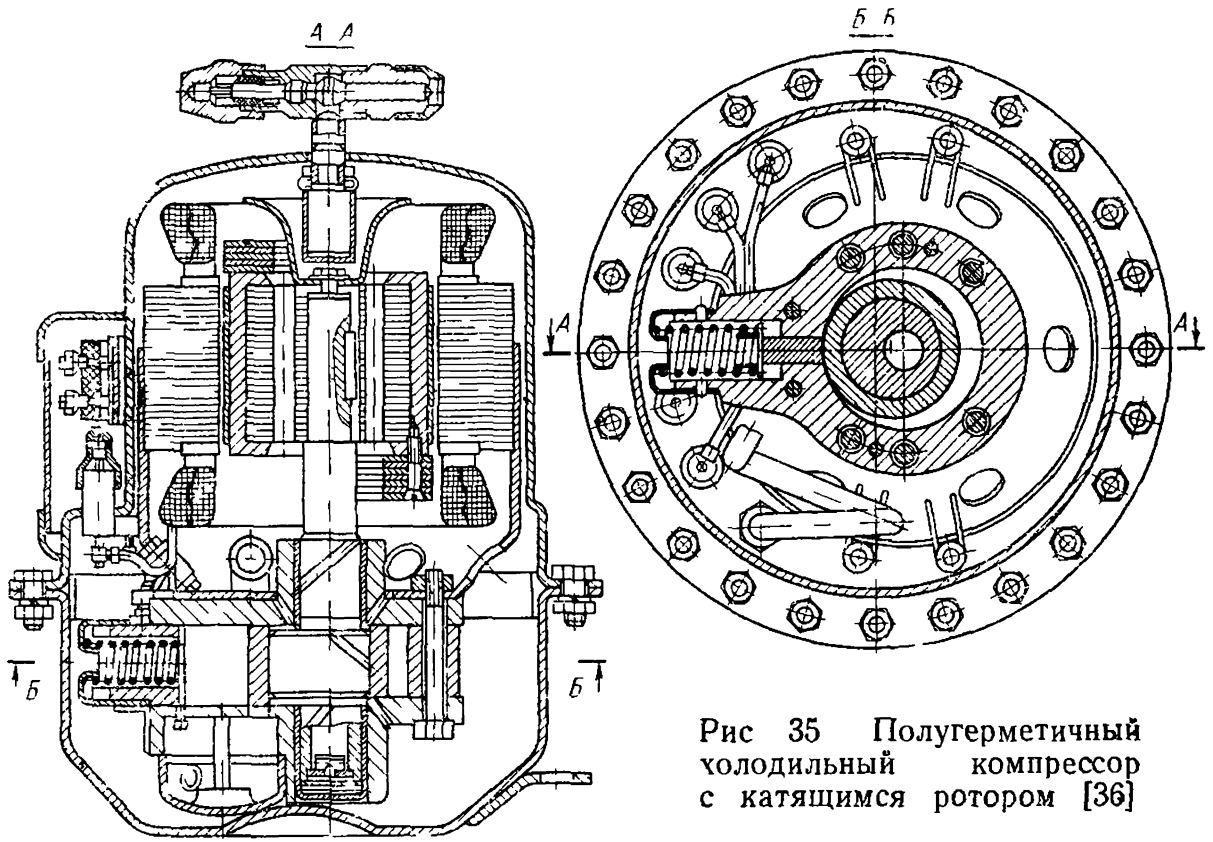


Рис 35 Полугерметичный холодильный компрессор с катящимся ротором [36]

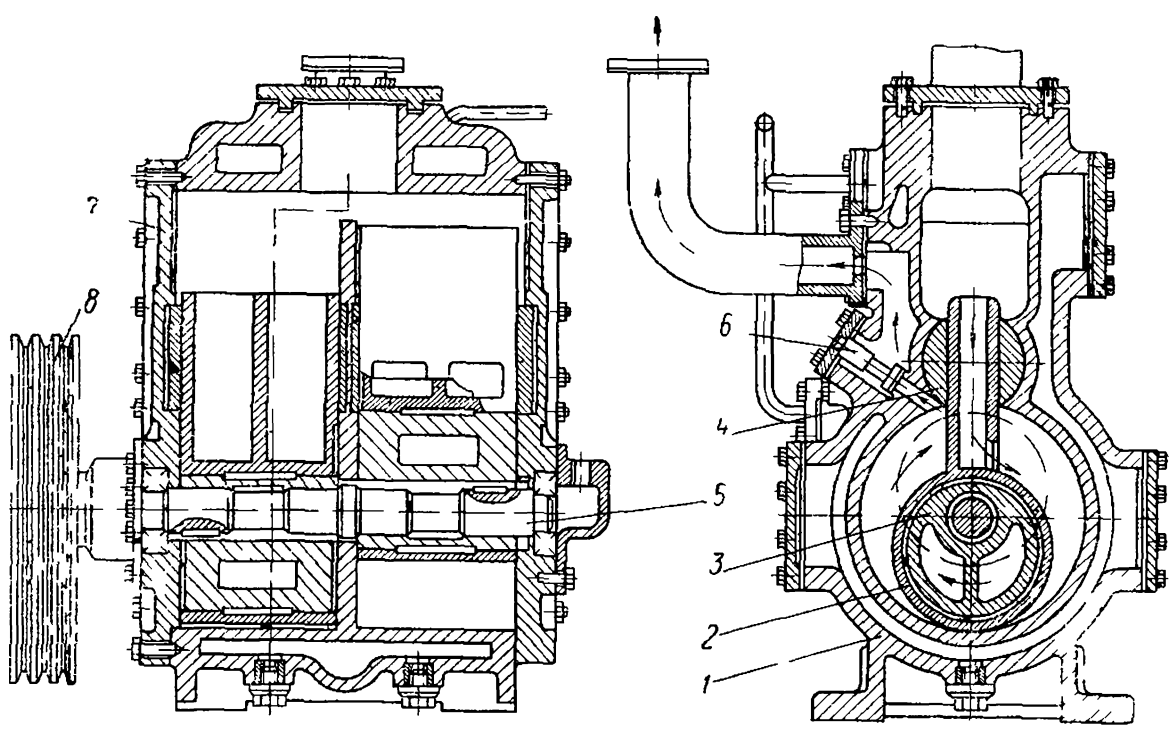


Рис 36 Ротационный вакуум-насос с катящимся ротором, разделенный на две части стенкой, отлитой совместно с цилиндром, с эксцентриками, смещенными один относительно другого на 180°

1 — корпус цилиндра 2 — ротор изготовленный совместно с пластиной образующей всасывающий клапан, 3 — эксцентрик, 4 — цилиндрическая направляющая 5 — вал, 6 — магнетальный клапан, 7 — крышка цилиндра 8 — маховик с ободом под клиновые ремни [2]

По длине цилиндра установлены клапаны призматической формы. Отверстия в клапанах перекрыты упругими пластинками, параллельными оси призмы. Под давлением газа пластинки прогибаются и освобождают путь газу. Каждый клапан прижат к стенке цилиндра пружиной, которая при жидкостном ударе позволяет всему клапану подняться и перепустить жидкость, что предупреждает недопустимое повышение давления в цилиндре.

Задержанное в маслоотделителе масло через холодильник и центробежный клапан подается в машину. Впрыск масла в цилиндр производится давлением сжатого газа и регулируется поплавковым вентилем, установленным в корпусе машины.

Компрессоры и вакуум-насосы с катящимся ротором работают главным образом с высокими степенями повышения давления и охлаждаются водой.

При производстве вакуум-насосов, предназначенных для работы при абсолютных давлениях ниже 1 мм рт. ст. , для важнейших деталей необходимо иметь плотное герметичное литье.

Водокольцевые компрессоры и вакуум-насосы (называемые также компрессорами с жидкостным поршнем) обладают по сравнению с другими типами компрессоров некоторыми ценными свойствами. Их конструкция проста, износу подвергаются только вал, подшипники и уплотнения вала. Поэтому эти машины долговечны в работе. Даже при минимальных требованиях к обслуживанию водокольцевые машины очень надежны в работе. Они пригодны для самых тяжелых условий эксплуатации.

Сжатие в водокольцевых компрессорах протекает почти изотермически. Поэтому они применяются для сжатия газов, склонных к распаду при высокой температуре, как, например, ацетилена, сероуглерода, сероводорода и т. п., или полимеризующихся при повышенных температурах. Эти машины пригодны и для сжатия сильно агрессивных газов, а также газов, содержащих капельную влагу, или загрязненных, так как внутри машины не происходит соприкосновения между металлом ротора и цилиндра.

Водокольцевые машины не требуют внутри цилиндра смазки, нагнетают газ без примеси масел, очищенный от грязи и охлажденный. Сжатый в водокольцевом компрессоре воздух может быть непосредственно использован в пищевой и химической промышленности без предварительной фильтрации и охлаждения в конечном холодильнике, для перемешивания, осветления, перекачивания различных жидкостей.

Эти машины нагнетают газ непрерывно, в их трубопроводах пульсаций не происходит. При работе сильного шума не возникает.

Недостатком водокольцевых компрессоров является низкий изотермический к. п. д., достигающий при загнутых вперед лопатках 30—40% и только у крупных машин доходящий до 48—52%. Другой недостаток — значительный расход воды, больший, чем в компрессорах других типов, зато потребность в масле в конструкциях с подшипниками качения очень мала.

Водокольцевые машины применяются при производительностях по всасыванию от 12 до 10 000 м³/ч, в одноступенчатом исполнении до давления 0,2 Мн/м², в случаях же повышенного давления всасывания до 1 Мн/м². При трехступенчатом исполнении они могут работать до давления 2 Мн/м² [14].

Предельный вакуум, который может быть достигнут водокольцевыми вакуум-насосами, определяется давлением насыщенных паров при рабочей температуре жидкости, образующей жидкостное кольцо.

В одноступенчатых водокольцевых вакуум-насосах можно достигнуть 95% вакуума, в двухступенчатых — 97%. Более глубокий вакуум можно получить, заменив воду в жидкостном кольце жидкостью с низким давлением паров при рабочей температуре. При глубоком вакууме водокольцевые вакуум-насосы имеют большой удельный расход энергии. Наиболее экономичны эти вакуум-насосы при абсолютном давлении в пределах 210—160 мм рт. ст. При низкой температуре охлаждающей воды водокольцевыми вакуум-насосами можно достичь абсолютного давления 30 мм рт. ст.

Небольшие водокольцевые машины имеют скорость вращения до 3500 об/мин, крупные — от 250 и выше. Нижней границей скорости вращения у вакуум-насосов является скорость, ниже которой происходит разрушение водяного кольца, верхняя граница определяется допустимыми гидравлическими сопротивлениями при прохождении газа через всасывающее и нагнетательное окна. Эти машины могут приводиться от быстроходного двигателя или непосредственно, или через клиноременную передачу. Они имеют малые габариты и небольшой вес.

1. Принцип работы водокольцевых компрессоров

Водокольцевые компрессоры спроектированы по очень простой схеме (см. рис. 3): цилиндр круглого сечения, в котором вращается эксцентрично установленное рабочее колесо с лопатками, пространство между колесом и цилиндром частично заполнено водой или другой жидкостью с небольшой вязкостью. При достаточной скорости вращения рабочее колесо захватывает жидкость, которая образует кольцо, следуя внутреннему профилю цилиндра. В месте, где рабочее колесо ближе всего к стенке цилиндра, жидкостное кольцо примыкает к ступице рабочего колеса; в диаметрально противоположном месте кольцо максимально удалено от ступицы колеса, и погруженными в жидкость остаются лишь концы лопаток. Серповидное пространство между колесом и жидкостным кольцом разделено лопатками на несколько ячеек, которые с поворотом ротора то увеличиваются, то уменьшаются. При увеличении объема ячеек в них всасывается газ, при уменьшении объема газ в них сжимается и далее нагнетается. Газ входит в цилиндр и выходит из него через окна в торцовых крышках, закрывающих цилиндр с обеих сторон. В месте максимального выхода лопаток из водяного кольца, в конце всасывания газа в цилиндр, подается необходимое количество охлаждающей воды взамен нагретой воды, унесенной вместе с газом через нагнетательное окно. Температура воды повышается

за счет тепла газа, нагревающегося при сжатии, тепла, образующегося при вихревом движении воды между лопатками, а также за счет тепла трения уплотнений. В водоотделителе (рис. 37), установленном на нагнетательном трубопроводе, вода отделяется от газа и идет в сток или после охлаждения поступает опять в компрессор.

Замкнутый цикл охлаждающей воды применяется, например, в том случае, когда в отделившейся воде находится абсорбированный газ, или при работе небольших вакуум-насосов, расходующих небольшое количество воды, которая охлаждается за счет отвода тепла в окружающее пространство.

Водокольцевой компрессор — машина с внутренним сжатием, так как газ сжимается внутри компрессора. Одновременно водокольцевой компрессор — это компрессор с установленной степенью повышения давления, поскольку давление в ячейке непосредственно перед ее совмещением с нагнетательным окном зависит от геометрии компрессора, от отношения объема ячейки перед нагнетанием к объему в конце всасывания.

Величина постоянной степени повышения давления определяется положением всасывающего и нагнетательного окон. Постоянная степень повышения давления является недостатком этих машин в случае, когда при эксплуатации требуется менять действительную степень повышения давления. Более низкая действительная степень повышения давления по сравнению с установленной в компрессоре приводит к потерям энергии и, особенно у вакуум-насосов, к большим напряжениям в машине. Как и у пластинчатых компрессоров, этот недостаток устраняется установкой самодействующих клапанов (рис. 38) перед нагнетательным окном. Уже при совсем небольшом повышении давления в ячейке по сравнению с давлением на нагнетании шариковый клапан открывается и газ через этот клапан выходит из цилиндра в нагнетательную полость, чем предупреждается излишнее повышение давления. Последнее у вакуум-насосов могло бы привести к увеличению в несколько раз нагрузки на вал и подшипники (см. рис. 17). При небольшой степени повышения давления, предусмотренной конструкцией, самодействующие нагнетательные клапаны у водокольцевых компрессоров не устанавливаются, поскольку это усложняет и удорожает машину.

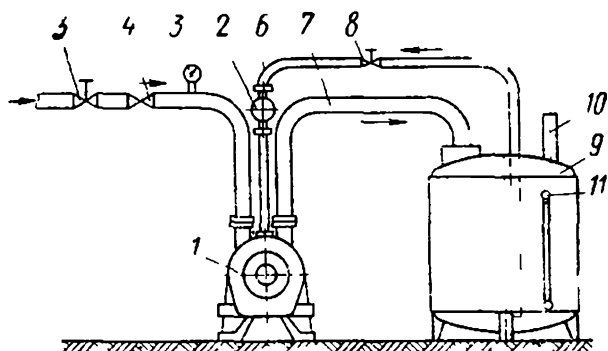


Рис. 37. Схема компоновки водокольцевого вакуум-насоса и водоотделителя:

- 1 — вакуум-насос; 2 — смотровое стекло, 3 — вакуумметр; 4 — обратный клапан, 5 — запорный вентиль, 6 — подвод охлаждающей воды; 7 — нагнетательный трубопровод для воздуха и нагретой воды, 8 — запорный вентиль; 9 — водоотделитель, 10 — выход воздуха, 11 — указатель уровня воды

В описанных компрессорах и вакуум-насосах с входом и выходом газа через торцы рабочего колеса имеются значительные гидравлические потери в окнах. Определенное уменьшение потерь достигается при установке по торцам рабочего колеса профильных крышек, в которых происходит плавный поворот газового потока с подводом и отводом газа через отверстия в полном конусе со всасывающими и нагнетательными каналами (рис. 39). В этом конусе вращается ступица рабочего колеса. Дальнейшее уменьшение аэродинамических потерь достигается применением принципа двойного действия. Цилиндр имеет не круглое, а эллиптическое сечение, и ось рабочего колеса совпадает с осью этого цилиндра. Вместо одного серповидного пространства между колесом и водяным кольцом образуются два серповидных пространства, и поэтому ячейка между двумя лопатками колеса и водяным

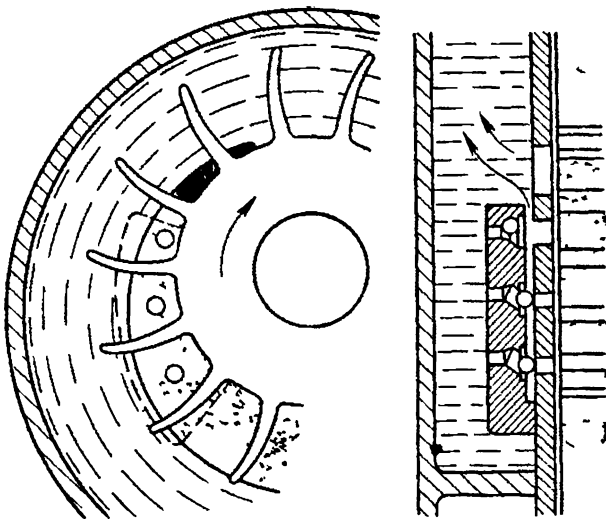


Рис. 38. Нагнетательное окно и шариковые клапаны водокольцевого вакуум-насоса [15]

и водяным кольцом образуются два серповидных пространства, и поэтому ячейка между двумя лопатками колеса и водяным

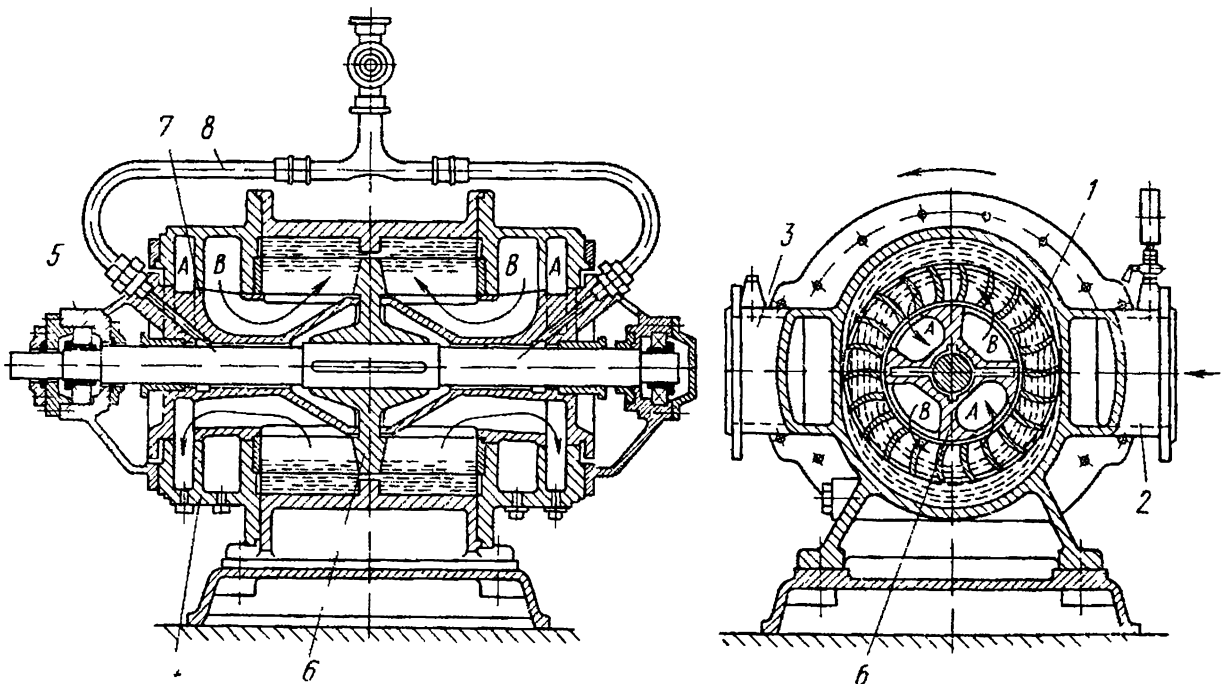


Рис. 39. Водокольцевой вакуум-насос двойного действия

А — нагнетательное пространство, В — всасывающее пространство, 1 — корпус цилиндра, 2 — всасывающий патрубок 3 — нагнетательный патрубок 4 — крышка 5 — подшипник; 6 — ротор 7 — распределительная камера, 8 — водяной трубопровод

кольцом наполняется и освобождается от газа дважды за один оборот колеса. При этом не только увеличивается сжимаемое количество газа, но улучшаются энергетические показатели ра-

боты машины, взаимно уравновешиваются действующие на вал радиальные силы и, следовательно, значительно разгружаются подшипники. Вал и подшипники конструируются меньшего диаметра, уменьшается и диаметр уплотнения. Преимущества конструкции двойного действия проявляются главным образом у компрессоров, работающих при высоких давлениях или имеющих большую производительность.

Производительность водокольцевого компрессора двойного действия однако не превышает в два раза производительность компрессора простого действия. Учитывая, что время всасывания, сжатия и нагнетания газа сокращается наполовину при равной с компрессором простого действия скорости вращения, лопатки ротора компрессора двойного действия делаются более короткими.

Для уменьшения гидравлических потерь в водокольцевом компрессоре применяется конструкция с неподвижным ротором и вращающимся цилиндром. По данным работы [15] экспериментально доказана возможность сжатия газа в таком одноступенчатом компрессоре до давления 1 Мн/м^2 .

2. Расчет водокольцевых компрессоров

По образованию рабочей полости водокольцевые компрессоры простого действия аналогичны пластинчатым компрессорам. При расчетах, используя соответствующие формулы, внутренний радиус цилиндра пластинчатого компрессора следует заменить внутренним радиусом жидкостного кольца, а вместо радиуса ротора принять радиус ступицы, на которой размещены лопатки.

Теоретическая производительность за один оборот ротора определяется по уравнению [2]

$$V_T = 4\pi ReL \text{ м}^3/\text{об},$$
 поскольку число лопаток, как правило, больше 12.

Радиус водяного кольца R (рис. 40) определяется как разность между радиусом рабочего колеса r_p и эксцентриситетом e , уменьшенная на минимальную глубину a погружения лопаток в водяное кольцо. Следовательно,

$$R = r_p - e - a.$$

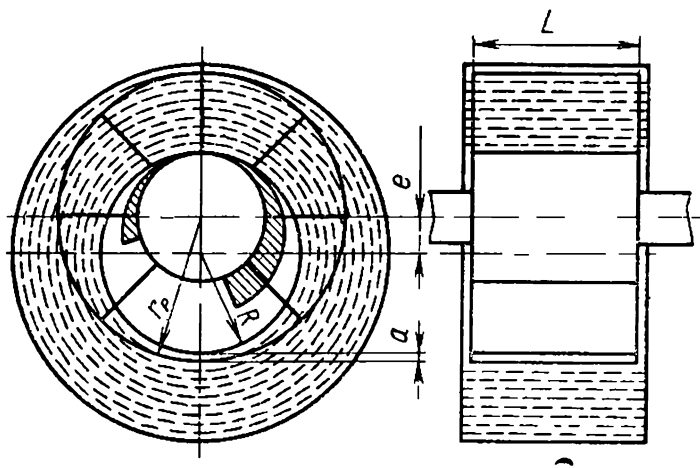


Рис. 40 Схема для расчета теоретического всасываемого объема водокольцевого компрессора

Радиус ступицы колеса r_{cm} :

$$r_{cm} = r_p - a - 2e.$$

Отношение длины колеса L к его диаметру равно

$$\theta = \frac{L}{2r_p} = 1,2 \div 1,4$$

при двустороннем всасывании газа. При одностороннем всасывании газа величина θ уменьшается наполовину. При данной

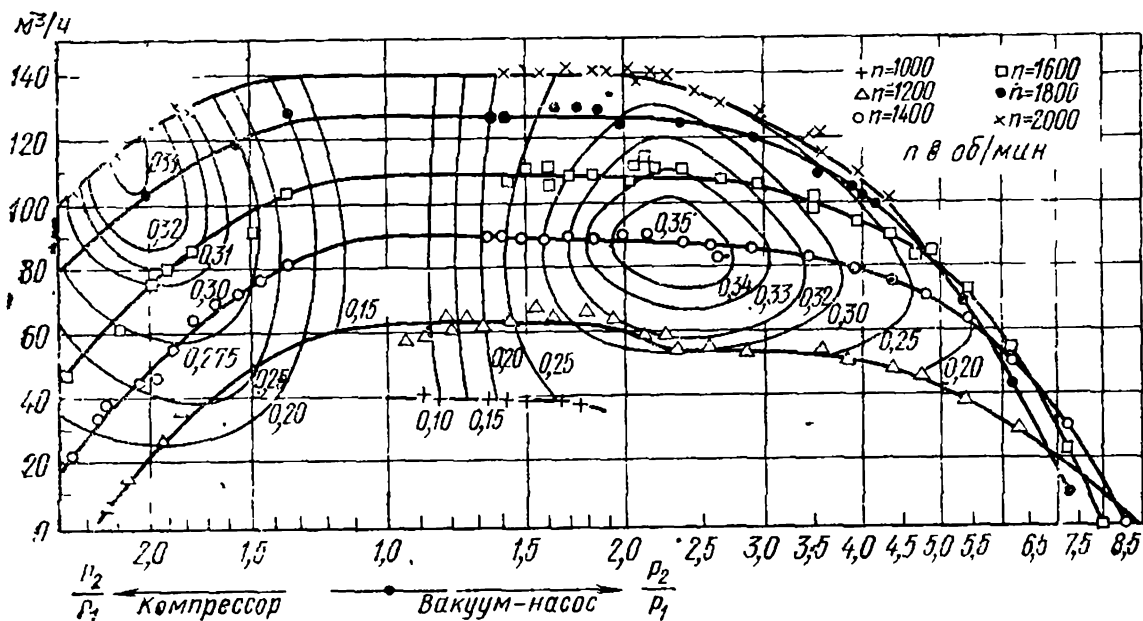


Рис. 41. Характеристики экспериментальной машины $V = f\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$ при $n = \text{const}$ с кривыми постоянного изотермического к. п. д. [18]

скорости вращения ротора n и при окружной скорости на лопатках u , которая для вакуум-насосов выбирается в пределах $u = 16 \div 17$ м/сек, определяется $r_p = \frac{60u}{2\pi n}$.

По данным опытов, проведенных в ГДР на машине, которая работала в качестве компрессора, оптимальная окружная скорость составляла 23—24 м/сек [18]. Это означает, что если машину необходимо перевести с вакуумного режима на режим компрессора, то целесообразно изменить скорость вращения, иначе машина будет работать в невыгодной зоне характеристики, как это видно из рис. 41.

Объем, занимаемый лопатками, рассчитывается аналогично тому, как это делается для пластинчатых компрессоров, только взамен $2e$ в уравнении (7) принимается l — длина непогруженной в жидкость части лопатки в момент максимального удаления жидкостного кольца от рабочего колеса. Поскольку литые лопатки имеют толщину b , большую, чем толщина пластин, то и потери объема оказываются больше.

Производительность с учетом потерь за счет объема лопаток определяется из уравнения

$$V_u = 4\pi ReL - zblL \text{ м}^3/\text{об.} \quad (31)$$

Указанный способ расчета справедлив при условии, что всасывающее окно в торце цилиндра расположено в таком месте, что ячейка между лопатками ротора и жидкостным кольцом разобьется с окном в момент, когда ее объем будет максимальным. У многих водокольцевых компрессоров и вакуум-насосов ячейка отсекается от всасывающего окна в момент, когда увеличение ее объема не закончено и ячейка не может быть полностью заполнена, в результате чего происходит излишнее расширение всасываемого газа. Объем ячейки в этом случае, когда она смещена на угол φ от положения с максимальным объемом, определяется из уравнения (13) для радиальных лопаток или из уравнения (18) для наклонных лопаток.

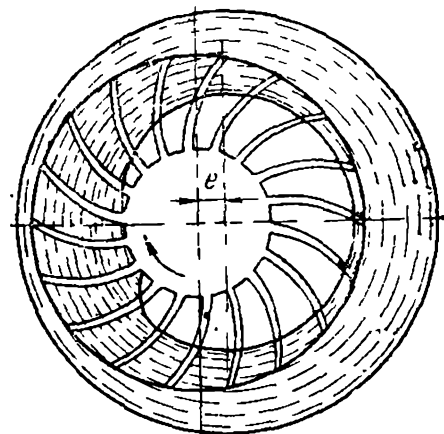


Рис. 42. Действительная форма водяного кольца на всасывающей и нагнетательной сторонах водокольцевого вакуум-насоса

Положение нагнетательного окна определяется так же, как и для пластинчатых компрессоров [см. уравнение (19)], но с той разницей, что нагнетательное окно располагается не на поверхности цилиндра, а на его торце или на внутреннем конусе. Методика расчета может быть та же, но показатель политропы сжатия следует принимать близким к 1*.

Из результатов исследований водокольцевых компрессоров и вакуум-насосов [15, 16, 17] следует, что форма внутренней поверхности водяного кольца (рис. 42) в машине сильно отличается от предполагаемой выше цилиндрической формы. Особенно значительное отклонение заметно на стороне нагнетательного окна. В месте максимального удаления жидкостного кольца от ротора имеется хорошее соответствие между действительным и предполагаемым профилем кольца, и поэтому приведенный выше метод расчета производительности можно считать в достаточной степени точным. Нет полной ясности в вопросе о том, какой должна быть минимальная глубина погружения лопаток в жидкостное кольцо. Эта глубина, особенно у вакуум-насосов, сильно колеблется (в пределах от 2 до 10 мм) в зависимости от глубины вакуума. Помимо этого, вследствие завихрений вра-

* Указанная методика для водокольцевых машин является приближенной, так как не учитывает изменение толщины жидкостного кольца.— Прим. ред.

щающейся жидкости затруднительно точно определить границу между жидкостью и газом. Таким образом, нет твердой базы для разработки более точной методики расчета.

Коэффициент подачи водокольцевых машин зависит в большой степени от давлений всасывания и нагнетания и от размеров нагнетательного и всасывающего окон, поскольку от этого, в свою очередь, зависит количество газа, остающееся между ступицей рабочего колеса и жидкостным кольцом в месте минимального расстояния между ними. Пространство, занимаемое этим сжатым газом, равнозначно мертвому пространству.

Величина коэффициента подачи у вакуум-насосов и компрессоров средней производительности находится в пределах 60—70%. Изменение производительности и мощности водокольцевого компрессора с повышением давления всасывания при сохранении степени повышения давления можно определить по данным работы [19], пользуясь теорией подобия. При сжатии имеет место подобие, если

$$k = \frac{2P}{\gamma u^2} = \text{const},$$

где P — давление газа;

γ — плотность жидкости, сжимающей газ;

u — окружная скорость рабочего колеса.

Всасываемый газ может содержать и определенное количество капельной жидкости (например, 5—6%). Это количество не влияет на надежность работы машины, однако у вакуум-насосов при этом происходит ухудшение достигаемого вакуума и значительно повышается мощность машины.

Действительную мощность водокольцевого компрессора лучше всего подсчитывать по формуле изотермической мощности

$$N_e = \frac{P_1 V_1 10^2}{6,00 \eta_{из}} \ln \frac{P_2}{P_1} \text{ квт},$$

где P_1 и P_2 — давления всасывания и нагнетания в Мн/м^2 ;

V_1 — производительность по всасыванию в $\text{м}^3/\text{мин}$.

3. Конструкции водокольцевых компрессоров

У малых машин и при небольших степенях повышения давления рабочее колесо насаживается на вал, и машина имеет только одно уплотнение. Такой компрессор с односторонним всасыванием и нагнетанием газа сравнительно короче. Всасывающее и нагнетательное окна отлиты в той крышке, в которой смонтировано уплотнение. Очень часто, однако, рабочее колесо конструируется с двусторонним всасыванием. Колесо становится длиннее и меньшего диаметра; снижаются потери от перетекания газа по торцам и гидравлические потери, а рабо-

чее колесо может работать с более высокой скоростью вращения.

При высоких давлениях нагнетания в крупных компрессорах и вакуум-насосах простого действия на вал насаживаются два рабочих колеса, причем против каждого колеса эксцентрично установлены цилиндры, которые смещены один относительно другого на 180° , чем значительно снижается нагрузка на вал.

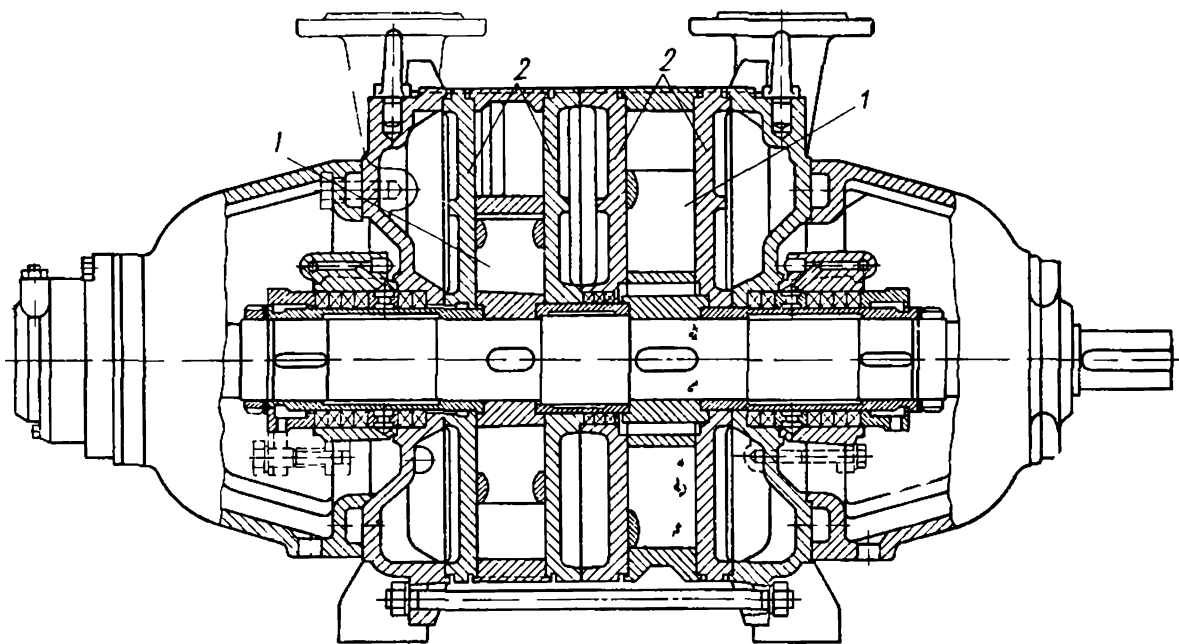


Рис. 43. Двухступенчатый компрессор фирмы Сименс-Шукерт, имеющий конечное давление нагнетания $0,6 \text{ Мн/м}^2$ (правый цилиндр работает как первая ступень, левый — как вторая):

1 — рабочие колеса; 2 — крышки [20]

Для улучшения герметичности в уплотнения под давлением нагнетания машины подается охлажденная вода. Вода подводится или в пространство между цилиндром и уплотнением или между уплотняющими кольцами (рис. 43). Вал, проходящий через крышки цилиндров, как правило, имеет мягкое уплотнение. Вал в уплотнении часто защищен от коррозии втулкой из бронзы или другого коррозионностойкого материала. Особенно высокие требования предъявляются к герметичности уплотнений машин, в которых для жидкостного кольца в цилиндре применяется кислота или сильная щелочь, либо токсичная или огнеопасная жидкость. В этих случаях корпус подшипника устанавливается на крышке цилиндра и имеет закрытую конструкцию с окном для наблюдения.

В обычных конструкциях вал установлен на подшипниках, расположенных от уплотнений на расстоянии, достаточном для их демонтажа. Корпуса подшипников, как правило, привернуты к крышкам цилиндра. Во многих случаях крышки отлиты совместно с опорами, которые устанавливаются на фундаментной

раме. Составной частью крышек обычно являются всасывающий и нагнетательный патрубки.

В крышках вакуум-насосов с высокой степенью повышения давления устанавливаются клапаны с резиновыми шариками, соединяющие полость сжатия цилиндра с нагнетательным патрубком. Клапаны служат для предупреждения излишнего повышения давления в вакуум-насосе. У вакуум-насосов, работающих, как правило, с сильно меняющимся вакуумом, указанные шарики изнашиваются, и поэтому в конструкции вакуум-насоса необходимо предусмотреть соответствующие закрывающиеся люки в крышках для осмотра и замены шариков.

Собственно цилиндр, расположенный между обеими крышками, относительно прост. Вес и трудоемкость изготовления водокольцевой машины можно снизить за счет изготовления цилиндра и его крышек без фланцев. Цилиндр и крышки стягиваются стяжными шпильками, проходящими через отверстия в крышках. Для упорядочения потока газа в рабочее колесо и из колеса в крышку ступица рабочего колеса изготавливается в виде двустороннего конуса.

Большое внимание должно быть уделено конструкции всасывающих и нагнетательных окон в торцовых крышках или во внутреннем конусе, вокруг которого вращается рабочее колесо с лопатками. Конструктор имеет значительно большую свободу при расположении окон в конусах, чем при их размещении в торцовых крышках. С одной стороны границей окон в крышках является окружность, соответствующая внешней окружности торца ступицы рабочего колеса. Другой ограничительной линией для всасывающего окна является задняя лопатка ячейки максимального сечения. У нагнетательного окна второй граничной кривой является передняя лопатка ячейки в момент, когда получена заданная степень повышения давления. Определение этого положения рассмотрено в гл. 4 п. 2. Дальнейшей границей окон должна быть теоретическая окружность, соответствующая внутренней поверхности жидкостного кольца. Известно, что вследствие изменения давления возникает деформация внутренней поверхности жидкостного кольца. Деформация кольца будет максимальной в зоне, примыкающей к всасывающему и нагнетательному окнам. Поэтому на практике внешний диаметр окон делают меньше теоретического. Вследствие этого уменьшается расход воды, которая в противном случае в излишнем количестве уносилась бы через нагнетательное окно вместе со сжатым газом.

Уменьшение размеров окон приводит, однако, к повышению в них скорости потока газа, а следовательно, и к увеличению потерь давления. Вследствие этого сжатый газ, замкнутый в ячейке, полностью из нее не выходит за тот момент времени, когда ячейка проходит через нагнетательное окно (при $n = 960$ об/мин это время у вакуум-насосов составляет $1/120$ сек);

часть газа переносится на сторону всасывания, поскольку водяное кольцо полностью не прилегает к ступице рабочего колеса. На стороне всасывания происходит расширение газа, при этом количество всасываемого газа уменьшается и коэффициент подачи машины падает. Перенос сжатого газа на сторону всасывания происходит и в результате того, что нагнетательное окно не доходит до линии, соединяющей оси рабочего колеса и цилиндра, а это делается для уменьшения перетечек сжатого газа на всасывание по торцам рабочего колеса.

Опыты показали положительное влияние несколько более позднего соединения ячеек со всасывающим окном, чем это следует из теории.

Только небольшие машины имеют рабочее колесо с радиальными лопатками. Значительно более высокий коэффициент подачи и лучшие энергетические показатели получены у рабочего колеса с загнутыми вперед лопатками (см. рис. 39). Очень плохие результаты показало рабочее колесо с загнутыми назад лопатками [17]. Число лопаток у малых машин берется 8—12, у больших 12—20. Число лопаток выбирается не слишком большим, чтобы не росли потери, связанные с объемом лопаток, и потери, вызванные завихрениями на их краях. От числа лопаток зависит положение граней всасывающего и нагнетательного окон.

Зазор между рабочим колесом и крышками цилиндра в водокольцевых компрессорах оказывает большое, а в вакуум-насосах — решающее влияние на величину коэффициента подачи. Величина зазора, в первую очередь, определяется точностью изготовления. Температурные деформации почти не влияют на зазор, так как машина хорошо охлаждается, а рабочее колесо и цилиндр изготавливаются обычно из одного материала, чаще всего из чугуна. Как правило, зазор 0,1—0,2 мм с каждой стороны ротора является достаточным.

Зазор между концами лопаток рабочего колеса и стенкой цилиндра в месте их максимального приближения принимается в пределах 1—4 мм. Для компрессоров сравнительно высокого давления более выгодным является меньший зазор, для вакуум-насосов допустим больший зазор.

Водокольцевые компрессоры и вакуум-насосы применяются во многих отраслях химической промышленности для сжатия агрессивных газов и паров в случаях, когда использование другого типа компрессора невозможно или весьма затруднительно. Чтобы детали компрессора, соприкасающиеся с агрессивной средой, не подвергались коррозии, они или изготавливаются из антикоррозионного материала (например, при сжатии влажного хлора применяется титан) или гуммируются мягкой резиной, либо покрываются пластическими материалами и т. д. Во избежание возникновения в вакуум-насосе кавитации не следует при нарушениях в вакуумной системе оставлять работать

**Основные технические данные водокольцевых вакуум-насосов,
изготавливаемых предприятием Сигма Границе (ЧССР)**

| Тип вакуум-насоса | Производительность по всасыванию разреженного воздуха ¹ в м ³ /мин | Скорость вращения ротора в об/мин | Мощность в квт | | Расход воды в л/мин (при 15 °С и давлении 0,05 Мн/м ²) | Диаметр всасывающего и нагнетательного трубопроводов в мм | Масса собственно вакуум-насоса в кг | Моховой момент ротора (без муфты) в кг м ² | |
|-------------------|--|-----------------------------------|-----------------------|-----------|--|---|-------------------------------------|---|--------|
| | | | на валу вакуум-насоса | двигателя | | | | | |
| RPL 17/145-01 | 3 | 1450 | 8 | 10 | 35 | 80 | 185 | 0,362 | |
| RPL 20/145-01 | 4 | | 10,5 | 12 | | 100 | 195 | 0,418 | |
| RPL 20/98-01 | 6 | 980 | 17 | 21 | 65 | 125 | 510 | 2,031 | |
| RPL 30/98-01 | 9 | | 23 | 27 | 85 | | 570 | 2,850 | |
| RPL 35/98-01 | 12 | | 26 | 32 | 105 | | 600 | 3,450 | |
| RPL 35/73-01 | 15 | | 32 | 37 | 115 | | 1020 | 11,509 | |
| RPL 45/73-01 | 19 | | 39 | 45 | 125 | | 1130 | 15,972 | |
| RPL 52/73-01 | 22 | | 53 | 60 | | | 150 | 1190 | 18,077 |
| RPL 62/73-01 | 27 | | 60 | 68 | | | 1265 | 21,413 | |

¹ При абсолютном давлении во всасывающем пространстве 0,01 Мн/м².

Примечание. Максимально допустимое абсолютное давление в вакуум-насосе при закрытом всасывающем патрубке 0,005 Мн/м²

водокольцевой вакуум-насос на холостом ходу с закрытым вентилем на всасывании.

Выбор рабочей жидкости и места ее подвода. Рабочей жидкостью чаще всего является вода.

Подачей воды в цилиндр преследуются четыре цели:

- 1) уплотнить рабочее колесо по ободу и торцам;
- 2) отвести тепло сжатия газа и тепло, возникающее при трении жидкости;
- 3) охладить и смазать внутренние части уплотнений;
- 4) пополнить жидкостное кольцо, так как часть жидкости уносится газом через нагнетательное окно.

Количество охлаждающей воды прежде всего зависит от мощности водокольцевого компрессора или вакуум-насоса. Например, потребность в охлаждающей воде у вакуум-насосов при вакууме в пределах 30—70% будет максимальной. Далее очевидно, что расход зависит от температуры воды, а также от положения нагнетательного окна.

Имеются случаи, когда давление водяных паров при рабочей температуре недопустимо ухудшает вакуум, достигаемый вакуум-насосом. В таких случаях вода заменяется другой рабочей жидкостью, например соляным раствором, жидким маслом или серной кислотой; 98%-ная серная кислота хорошо зарекомендовала себя при сжатии влажного хлора.

Подача рабочей жидкости часто осуществляется в месте максимального объема ячейки. В работе [15, стр. 96] приведен пример, когда подвод охлаждающей воды осуществлен в месте окончания нагнетательного окна. Прижатием водяного кольца к рабочему колесу удалось повысить коэффициент подачи водокольцевого вакуум-насоса на 7,8%.

Основные технические данные водокольцевых вакуум-насосов, изготовляемых в Чехословакии, приведены в табл. 2.

Все рассмотренные ранее компрессоры — это компрессоры с внутренним сжатием, в которых повышение давления всасываемого газа происходит вследствие изменения объема внутри компрессора. Среди двухроторных компрессоров есть несколько типов машин, работающих с внутренним сжатием, в основном же двухроторные компрессоры работают с внешним сжатием, т. е. внутри самого компрессора не происходит повышения давления газа, и только после соединения полости компрессора, содержащей газ, с нагнетательным патрубком этот газ сжимается ранее поданным в нагнетательное пространство газом.

Изменение объема, необходимое для всасывания газа и его сжатия, происходит в двухроторных машинах в цилиндре при вращении обоих роторов вокруг параллельно расположенных осей. Между стенкой цилиндра и зубьями ротора так же, как и между обоими роторами, имеются очень небольшие зазоры. Для больших перепадов давлений — свыше $0,1 \text{ Мн/м}^2$ — применяются двухроторные компрессоры с внутренним сжатием, для меньших перепадов более выгодны газодувки с внешним сжатием. Характерным для двухроторных машин является выполнение роторами одновременно двух функций: функции поршня и распределительного органа, управляющего всасыванием и нагнетанием газа.

К двухроторным компрессорам с внутренним сжатием относятся и винтовые компрессоры. Учитывая своеобразие их конструкции и большее значение по сравнению с остальными типами компрессоров, винтовые компрессоры далее подробно рассмотрены в отдельной главе.

Среди двухроторных машин заслуживают внимания в первую очередь двухзубчатые газодувки и вакуум-насосы.

1. Двухроторные газодувки и вакуум-насосы с внешним сжатием

Из двухроторных газодувок наиболее известна газодувка Рутса. Она имеет два одинаковых ротора сечением, напоминающим цифру восемь (рис. 44), посаженных на параллельно расположенные валы. Эти роторы для синхронизации

связаны между собой парой чаще всего косозубых, но лучше шевронных шестерен с точно отшлифованными зубьями. В отличие от шестерчатых насосов газодувки Рутса не могут работать без синхронизирующей пары шестерен, благодаря которым роторы вращаются в различных направлениях. Всасываю-

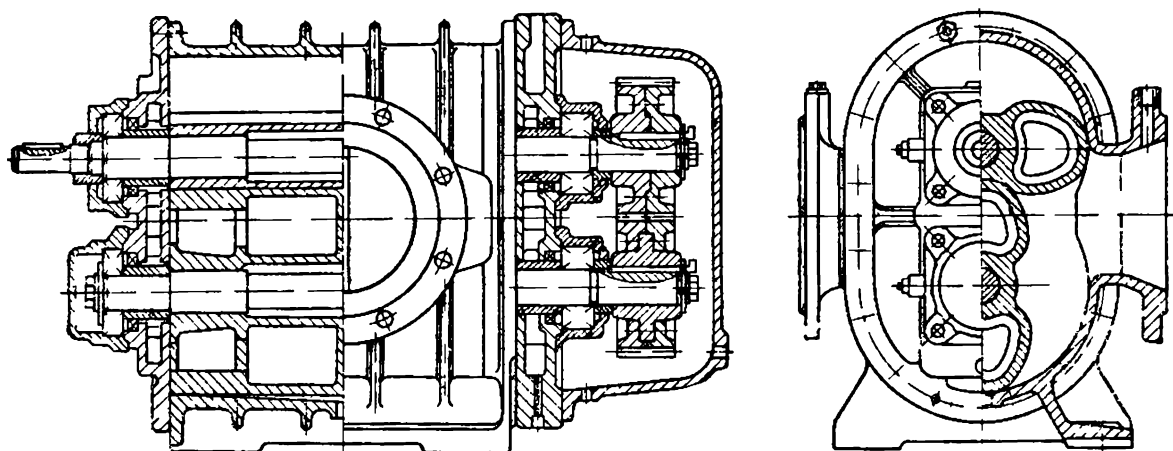


Рис. 44. Двухроторная воздуходувка с синхронизирующими шевронными шестернями (ЕКМ, ФРГ)

щее и нагнетательное окна расположены в средней части цилиндра между обеими осями роторов. Окна должны иметь большое сечение, чтобы при обычной для этих машин высокой скорости вращения в цилиндр поступало и вытеснялось достаточное количество газа без значительных гидравлических потерь. Между стенками цилиндра и роторами образуются замкнутые полости, соединяющиеся или со всасывающим, или с нагнетательным окнами. Одновременного соединения полости со всасывающим и нагнетательным окнами быть не должно. После перекрытия ротором всасывающего окна газ переносится роторами без повышения давления к нагнетательному окну, и только после соединения полости с нагнетательным окном давление в этой полости повысится за счет газа, перетекающего из нагнетательного пространства.

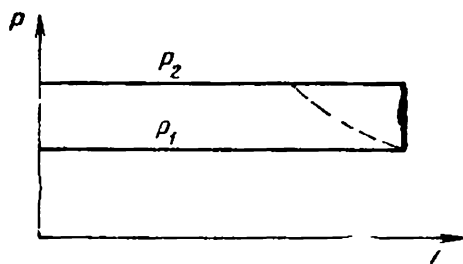


Рис. 45. Индикаторная диаграмма газодувки Рутса в координатах $p-V$ (для сравнения штриховой линией показана кривая сжатия в газодувке с внутренним сжатием)

Индикаторная диаграмма газодувки Рутса (рис. 45) приближенно имеет форму прямоугольника. На оба ротора постоянно действует давление нагнетания, поэтому подшипники этих машин даже при небольшом перепаде давлений значительно нагружены. С ростом степени повышения давления увеличивается разница между индикаторной работой газодувки и адиабатической работой, и поэтому ухудшаются энергетические показа-

тели, особенно в связи со значительным увеличением потерь от неплотности с возрастанием степени повышения давления. Вследствие потерь от неплотностей в газодувках Рутса происходит большее повышение температуры газа, чем в компрессорах других типов при равных степенях повышения давления.

В газодувках Рутса с двумя роторами газ нагнетается непрерывно, но неравномерно, как это видно из рис. 46: возникают пульсации газа в трубопроводе и неравномерный момент у привода газодувки. Поэтому в больших машинах цилиндр разделен на две равные части стенкой, перпендикулярной осям роторов. Каждый ротор также разделен на две части, насаживаемые на вал со смещением одна относительно другой, например, на 60° (рис. 47). Этим снижается пульсация газа в трубопроводах, уменьшается шум от газодувки, и момент на валу привода становится более равномерным.

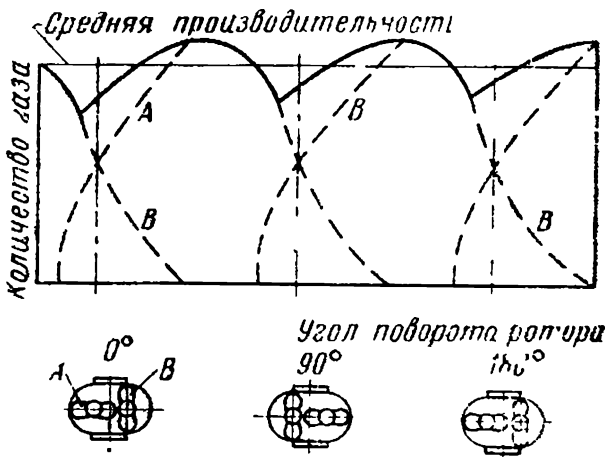


Рис. 46. Диаграмма, показывающая зависимость количества нагнетаемого газа от угла поворота роторов газодувки Рутса

Этим снижается пульсация газа в трубопроводах, уменьшается шум от газодувки, и момент на валу привода становится более равномерным.

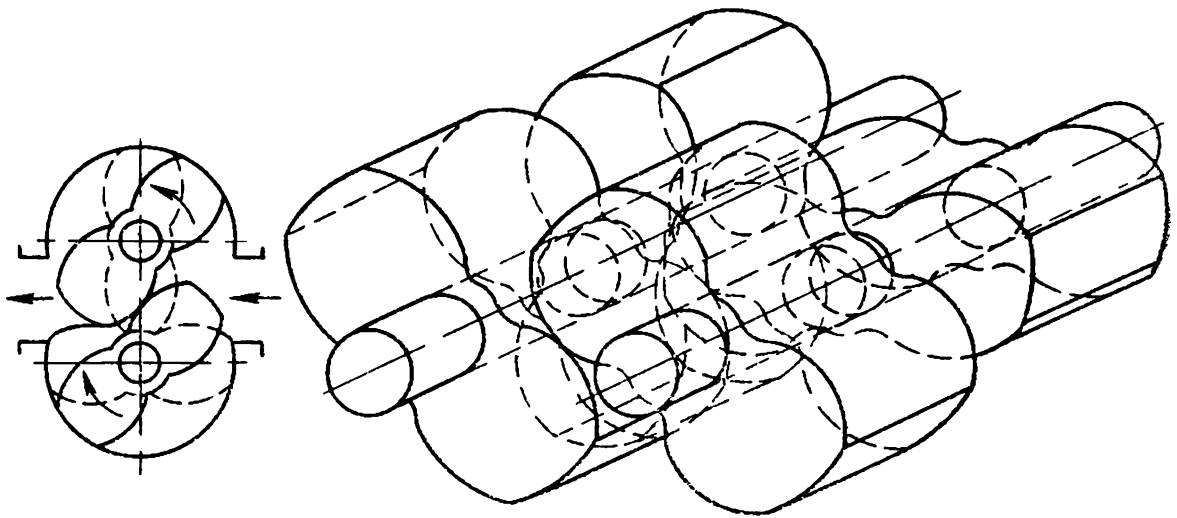


Рис. 47. Роторы газодувки Рутса со смещенными относительно друг друга частями

На крупных машинах устанавливают и по три части ротора, насаженные на одном валу, со смещением на 45° .

Все приведенные выше газодувки Рутса имеют прямые двухзубчатые роторы. Более равномерное нагнетание сжатого газа достигается также применением трехзубчатых роторов с боль-

шим углом подъема спирали (рис. 48). Оба ротора имеют зубья одинакового профиля, но у одного ротора спираль правая, у другого — левая. Примерно такого же уменьшения пульсации, какое получаем при спиральных роторах, можно достигнуть применением наклонных входной или выходной граней у окна в цилиндрах (рис. 49).

Поскольку между ротором и зеркалом цилиндра постоянно сохраняется небольшой зазор (порядка $0,0015—0,0025 R$, где R — внешний радиус ротора), а между роторами и между ротором и торцом цилиндра зазор принимается примерно в полтора раза больше, внутри машины исключается соприкосновение металлических деталей. Вследствие этого отпадает необходимость в смазке роторов и цилиндра, что во многих случаях является большим преимуществом машины. Поэтому газодувки Рутса широко применяются на газовых заводах, в металлургии, в пищевой и химической промышленности, для пневматического транспорта, при нагнетании воздуха в печи и для многих других целей.

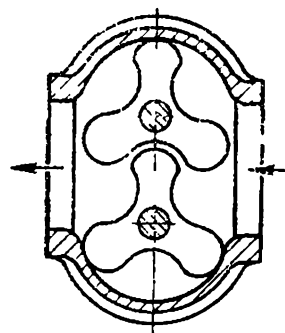


Рис. 48. Газодувка с трехзубчатым ротором

Ценным качеством газодувок Рутса является то, что они пригодны для нагнетания газа с большим содержанием пыли и твердых частиц. При этом не происходит недопустимого износа деталей машины. Другие ценные качества газодувок Рутса — надежность и долговечность в работе благодаря исключительной простоте конструкции. Дальнейшее усовершенствование газодувок Рутса явилось результатом их широкого применения для поддува небольших и средних двигателей дизеля. Соединение газодувки Рутса с быстроходным двигателем привело к значительному увеличению скорости вращения газодувки, а значительное увеличение серийного производства дало возможность кардинально улучшить технологию изготовления.

По сравнению с центробежными и осевыми газодушками газодувки Рутса имеют большое преимущество в транспортных установках, работающих при сильно меняющейся скорости вращения. Центробежные и осевые газодувки небольших размеров имеют низкие экономические показатели и для повышения скорости вращения требуется редуктор.

На рис. 50 показана конструкция газодувки судового двигателя с реверсом скорости. Газодувки Рутса применяются с производительностью по всасыванию от 10 до 60 000 $m^3/ч$, а вакуум-насосы — до 100 000 $m^3/ч$.

Самыми крупными потерями в газодушках Рутса являются потери от неплотностей. Поэтому эти газодувки применяются при степенях повышения давления до 1,4 и в исключительных случаях — до 1,8. При более высоких степенях повышения дав-

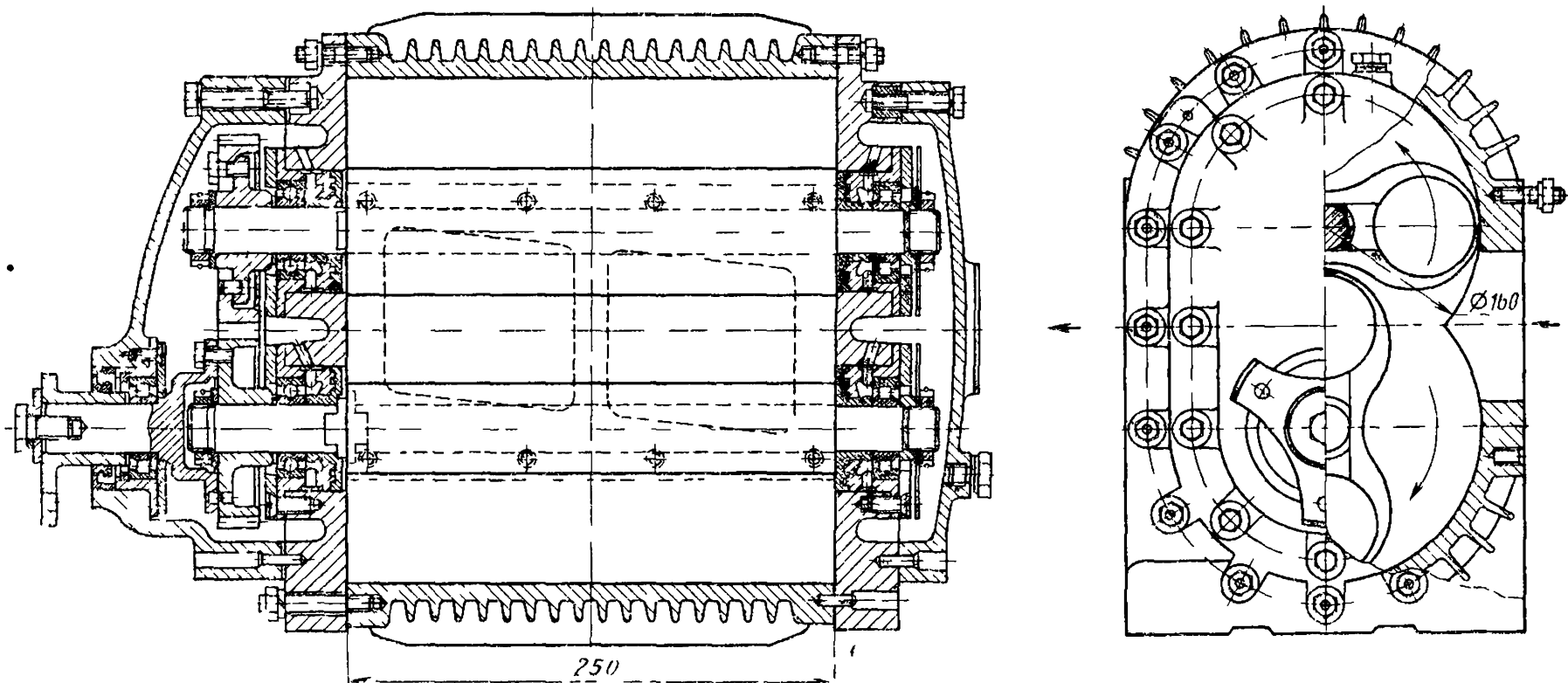


Рис 49 Газодувка Рутса с наклонными гранями всасывающего и нагнетательного окон (Чехословацкий завод нефтяных двигателей)

ления — примерно до 2,5 — применяется двухступенчатое сжатие; при этом между обеими ступенями газодувок устанавливается промежуточный холодильник. Может показаться парадоксальным тот факт, что газодувки Рутса нашли широкое применение для работы в области среднего вакуума (давление от 1 до 10^{-3} мм рт. ст.). В этой области работают вакуум-насосы, сконструированные по принципу газодувок Рутса, со степенью повышения давления, превышающей 50, в то время как для неглубокого вакуума при степенях повышения давления выше 3 эти машины не нашли применения. Это объясняется тем, что в области среднего вакуума отрезок свободного пути молекул возрастает и становится больше размеров зазоров в машине, при этом значительно снижаются перетечки газа через зазоры. Вакуум-насос Рутса должен поэтому в общем работать в комбинации с иными вакуум-насосами, обычно масляными пластинчатыми или с катящимся ротором (подробнее об этом см далее в главе «Компрессорные станции»).

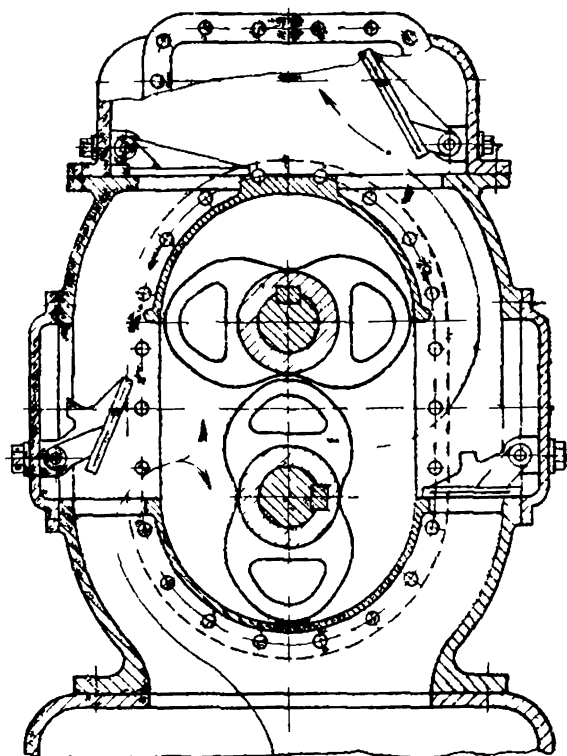


Рис. 50. Газодувка судового реверсивного двигателя (самодействующие клапаны дают всасываемому воздуху нужное направление в зависимости от направления вращения вала) [28]

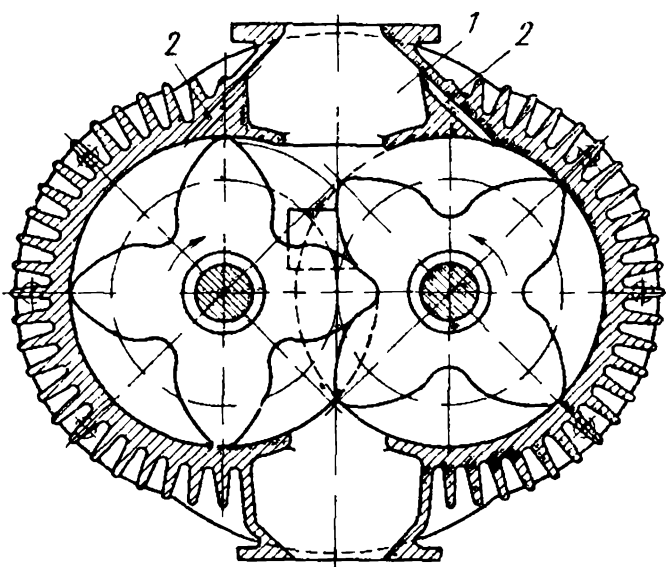


Рис. 51. Шестеренчатый компрессор со встроенным ресивером для уменьшения пульсации в трубопроводах.
1 — ресивер, 2 — каналы для выравнивания давления

Газодувки с роторами, имеющими профиль очень широких зубчатых колес с малым числом зубьев, многие авторы называют шестеренчатыми (рис. 51). По сравнению с газодушками, имеющими профиль ротора, напоминающий цифру восемь, шестеренчатый ротор изготавливается более простым и точным способом обкатки.

По данным [27] при эвольвентном профиле зуба оптимальным углом

зацепления для двухзубчатого ротора будет угол, равный или несколько меньший $47^{\circ}40'$, для трехзубчатого $40^{\circ}35'$ и для четырехзубчатого — $36^{\circ}10'$.

Радиальный зазор между роторами должен быть больше суммы монтажных зазоров в подшипниках и зазора, вызванного износом подшипников. Вследствие этого ротор, как правило, устанавливается на подшипниках качения, в которых эти зазоры меньше, чем в подшипниках скольжения. Другими преимуществами подшипников качения является их малая осевая длина и меньшие механические потери, а следовательно, и меньший нагрев. Оба эти фактора также влияют и на величину торцовых зазоров роторов.

При точно изготовленных и аккуратно смонтированных синхронизирующих шестернях, тщательной укладке роторов и небольших механических потерях в уплотнениях, особенно, если установлены лабиринтные уплотнения, газодувки Рутса имеют высокий механический к. п. д., достигающий $\eta_{\text{мех}} = 0,90 \div 0,95$ и выше.

Как и остальные объемные компрессоры, газодувки Рутса должны иметь предохранительные клапаны. Эти клапаны устанавливаются в нагнетательном трубопроводе перед запорным вентилем.

2. Расчет двухроторных газодувок с внешним сжатием

Теоретическая производительность на всасывании

$$V_r = 2\Delta Ln = 2\pi R^2 \theta Ln \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (32)$$

где Δ — разность между площадью круга, описанного сечением ротора, перпендикулярным к оси ротора, и площадью этого сечения в м^2 ;

L — длина ротора в м ;

R — радиус вершин зубьев сечения ротора в м ;

θ — коэффициент использования цилиндра (для газодувок Рутса $\theta = 0,51 \div 0,59$, для трехзубчатых газодувок $\theta = 0,49 \div 0,52$);

n — скорость вращения вала в об/мин (обычно в пределах $400\text{—}9000 \text{ об/мин}$).

С увеличением числа зубьев коэффициент использования цилиндра падает, но при этом снижаются потери от неплотностей и уменьшается пульсация газа в трубопроводах. Коэффициент использования цилиндра зависит и от профиля зуба. Подробнее определение этого коэффициента см. в гл. 5 п. 3. Подставив в уравнение (32) коэффициент подачи $\lambda = 0,60 \div 0,90$ (зависящий главным образом от степени повышения давления), получим действительную производительность V ($\text{м}^3/\text{мин}$). Под-

ставив в это уравнение отношение $\frac{L}{D} = \frac{L}{2R}$ (это отношение, как правило, бывает в пределах от 1 до 1,6) и введя также окружную скорость $u = \frac{\pi R n}{30}$, получим радиус ротора

$$R = \sqrt[3]{\frac{V}{4\pi\theta \frac{L}{2R} n\lambda}} = \sqrt{\frac{V}{120u\theta \frac{L}{2R} \lambda}} \text{ м.} \quad (33)$$

Окружная скорость u выбирается в пределах 20—55 м/сек, а для вакуум-насосов — до 100 м/сек. Высокая окружная скорость приводит к большим аэродинамическим потерям и увеличению шума, но при этом снижается влияние потерь от неплотностей на коэффициент подачи компрессора. Температура нагнетаемого воздуха не определяется из политропического уравнения сжатия, так как показатель политропы неизвестен. Эта температура подсчитывается из теплового баланса газодувки, при этом теплопередачей между газом и стенками пренебрегают. Для 1 кг газа справедливо

$$c_p T_2 = c_p T_1 + \frac{(P_2 - P_1) v_1}{\lambda}, \quad (34)$$

где T_1 — температура всасываемого газа;
 T_2 — температура нагнетаемого газа;
 P_1 — давление во всасывающей трубке;
 P_2 — давление в нагнетательной трубке;
 c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении;
 v_1 — удельный объем газа на всасывании;
 λ — коэффициент подачи.

Подставив в уравнение (34)

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} \quad \text{и} \quad R = \frac{k-1}{k} c_p,$$

получим

$$T_2 - T_1 = \frac{k-1}{k\lambda} \cdot \frac{P_2 - P_1}{P_1} T_1. \quad (35)$$

Экспериментальным путем получен показатель политропы сжатия $n = 1,5 \div 2,0$. По данным работы [21], до степени повышения давления 1,25 расчетные значения n хорошо совпадают с результатами измерений. При более высоких степенях повышения давления расчетные значения несколько выше замеренных.

У воздуходувок давление во всасывающей трубке P_1 ниже атмосферного давления P_a на величину потерь давления во всасывающем фильтре, во всасывающем трубопроводе и в глуши-

теле шума. Эти потери у воздуходувок, служащих для наддува двигателя, составляют 1000—2000 н/м² (0,01—0,02 ат).

Всасываемый газодувкой объем меньше теоретического объема V_T на величину $V_{вн}$ внутренних потерь от неплотностей. Общая площадь зазоров A :

$$A = L(S_{rr} + S_{r1} + S_{r2}) + (R - r_s)(S_{\mu} + S_z),$$

где S_{rr} — зазор между роторами;
 S_{r1} — зазор между первым ротором и зеркалом цилиндра;
 S_{r2} — зазор между вторым ротором и зеркалом цилиндра;
 S_{μ} — зазор между ротором и крышкой цилиндра со стороны муфты;
 S_z — зазор между ротором и крышкой цилиндра на стороне, противоположной муфте;
 r_s — радиус вала под уплотнением.

Отношение давления нагнетания к давлению всасывания у двухроторных газодувок всегда меньше критического, поэтому скорость потока газа в зазорах газодувки определяется по формуле адиабатического истечения газа

$$\omega = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_2 v_2 \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек},$$

а объем внутренних потерь

$$V_{вн} = 60 \mu A \omega = 60 \mu A \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_2 \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м}^3/\text{мин.} \quad (36)$$

По данным опытов коэффициент расхода $\mu = 0,8$, R — газовая постоянная в дж/(кг · град).

Коэффициент подачи газодувки равен

$$\lambda = \frac{P_1}{P_a} - \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{V_{вн}}{V_T}, \quad (37)$$

где P_a — давление перед всасывающим патрубком, обычно атмосферное давление.

Подставив данные из формул (32) и (36) в уравнение (37), получим

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{P_1}{P_a} - \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{30 \mu A \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_2 \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}}{\pi R^2 \theta L n} = \\ &= \frac{P_1}{P_a} - C \frac{T_2}{T_1} \frac{\sqrt{T_2 \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}}{n}, \end{aligned} \quad (38)$$

где

$$C = \frac{30 \mu A \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R}}{\pi R^2 \theta h}. \quad (38a)$$

Для расчета температуры T_2 необходимо задаться величиной коэффициента λ , которая должна совпасть с его значением по уравнению (38).

Вениг и Эккерт [30] различают при расчете внутренних потерь от неплотностей следующие потери:

а) потери через продольные (параллельные оси) зазоры

$$V_{np} = LS_{np} \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\gamma}} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (39)$$

где ΔP — разность между давлениями нагнетания и всасывания;

γ — плотность газа перед зазором;

S_{np} — суммарная величина продольных зазоров;

б) потери через торцовые зазоры, поток через которые имеет характер потенциального потока через узкую щель:

$$V_{т.з} = DS \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{3} + \zeta \frac{b}{S}}} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\gamma}} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (40)$$

где D — диаметр ротора;

S — величина соответствующего зазора;

$\zeta = \frac{1}{50}$ — коэффициент трения гидравлически шероховатой поверхности;

b — средняя ширина сечения ротора, определяемая по формуле,

$$b = \frac{\pi}{4} D(1 - \theta), \quad (41)$$

где θ — ранее указанный коэффициент использования цилиндра.

У газодувок с двумя или тремя зубьями возникают потери от внутренней неплотности в трех продольных и в четырех торцовых зазорах. Испытания газодувок Рутса, используемых для наддува в двигателях, показали, что их коэффициент подачи составляет $\lambda = 0,70 \div 0,80$.

Мощность газодувок Рутса. При расчетах можно исходить из адиабатической мощности

$$N_{ад} = \frac{k}{k-1} \frac{P_1 V \cdot 10^2}{6} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ квт},$$

где V — полезная производительность в $\text{м}^3/\text{мин}$.

Отношение адиабатической работы к идеальной работе при внешнем сжатии называется теоретическим к. п. д. η_T :

$$\eta_T = \frac{k-1}{k} \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{P_2}{P_1} - 1}.$$

С увеличением степени повышения давления теоретический к. п. д. резко падает и при $k=1,4$ уже при $\frac{P_2}{P_1} = 1,8$ уменьшается до величины $\eta_T \approx 0,80$, что ясно свидетельствует о том, что при высоких степенях повышения давления применение газодувок Рутса экономически невыгодно.

Гидравлический к. п. д., учитывающий потери энергии при прохождении газа через газодувку с большими скоростями,

$$\eta'_z = \frac{H_{a\partial}}{H_{a\partial} + H_{\partial}},$$

где

$$H_{a\partial} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

— адиабатический напор, а H_{∂} — динамический напор, определяемый скоростью газа во всасывающем и нагнетательном патрубках, который почти полностью теряется. При средних скоростях воздуха $50 \div 100$ м/сек потери давления составят $0,001$ Мн/м².

Динамический напор можно для воздуха выразить упрощенным выражением $H_{\partial} = \frac{u^2}{2}$, где u — окружная скорость ротора.

Принимая во внимание потери давления в фильтре ΔP_{ϕ} , во всасывающем трубопроводе и в глушителе шума, получим следующее выражение для гидравлического к. п. д.

$$\eta_z = \frac{H_{a\partial}}{H_{a\partial} + H_{\partial} + \frac{\Delta P_{\phi}}{\gamma}}.$$

Он колеблется в пределах $\eta_z = 0,85 \div 0,92$.

Адиабатический к. п. д. газодувки

$$\eta_{a\partial} = \eta_T \lambda \eta_z \eta_{\mu},$$

где η_{μ} — механический к. п. д.

Для газодувок, служащих для наддува двигателей, $\eta_{a\partial} = 0,5 \div 0,7$.

Мощность газодувки Рутса равна

$$N_e = \frac{N_{a\partial}}{\eta_{a\partial}}.$$

3. Расчет профиля ротора газодувки Рутса

Обозначим согласно рис. 52:

$2r$ — расстояние между осями роторов;

R — расстояние от оси ротора до вершины зуба;

a — радиус вершины зуба;

b — расстояние центра окружности зуба от оси ротора;

c — расстояние от оси ротора до впадины.

Коэффициент использования цилиндра θ зависит от отношения $\frac{R}{r}$. С увеличением этого отношения возрастает θ , но одновременно уменьшается расстояние c от оси ротора до впадины, т. е. уменьшается ступица ротора. Как правило, принимают $\frac{R}{r} = 1,5 \div 1,6$. Из рис. 52 следует, что $\angle AO_2O_1 = 45^\circ$, $AO_2 = r$, $a = R - b$, $c = 2r - R$.

По теореме косинусов имеем

$$r^2 + b^2 - 2rb \cos 45^\circ = a^2 = (R - b)^2$$

и тогда

$$b = \frac{R^2 - r^2}{2R - r\sqrt{2}}.$$

По предложенной методике [21] исследуем профиль зуба (рис. 53). При повороте отрезка O_1O_2 , соединяющего оси, на угол α до положения O_1O_2' правый профиль повернется на угол α в направлении, противоположном вращению отрезка O_1O_2 , и центр головки зуба переместится в точку B_2' . Соединив точку B_2' с серединой отрезка O_1O_2' , получим точку P' и, пролив эту линию до пересечения с окружностью радиуса a , получим точку Y , которая будет точкой соприкосновения профилей обоих зубьев. Продлив прямую $P'B_2'$ за точку Y , получим в пересечении с лучом, исходящим из точки O_1 под углом α против часовой стрелки к оси O_1O_2' , точку B_2' , симметрично расположенную с точкой B_2 , относительно точки P' или симметричную точке D по отношению к центру C . На основе изложенного определяются отдельные точки профиля зуба (см. рис. 53). Начертим дугу делительной окружности радиуса r и дугу окружности радиуса b . Для угла α_1 симметричной к точке C относительно O_1P_1 будет точка B_1 . Симметричной относительно P_1 к точке B_1 будет точка B_1' , из которой проведем дугу радиусом a ; эта дуга пересечет прямую, соединяющую точки B_1B_1' в точке Y_1 .

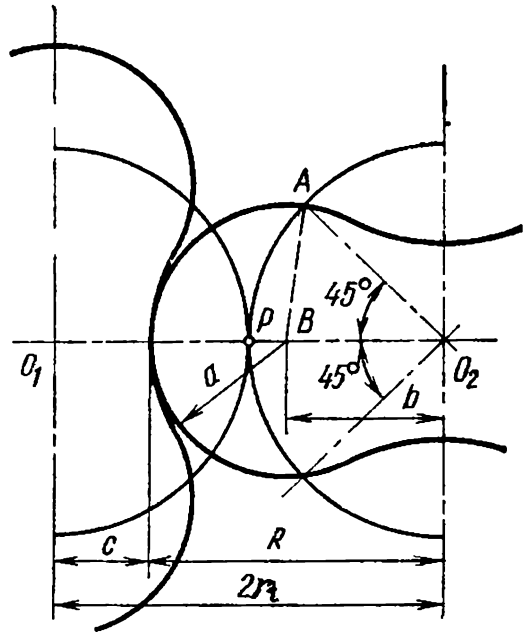


Рис. 52. Схема для расчета размеров зуба при круговом профиле его головки.

Для угла α_2 соответственно будем иметь P_2 и точку профиля Y_2 , а для угла α_3 точку P_3 и точку профиля Y_3 и так далее точки Y_4, Y_5 .

Подробный кинематический анализ возможных видов профиля при круговой форме головки зуба дан в работе [21], в том числе и для трехзубых роторов.

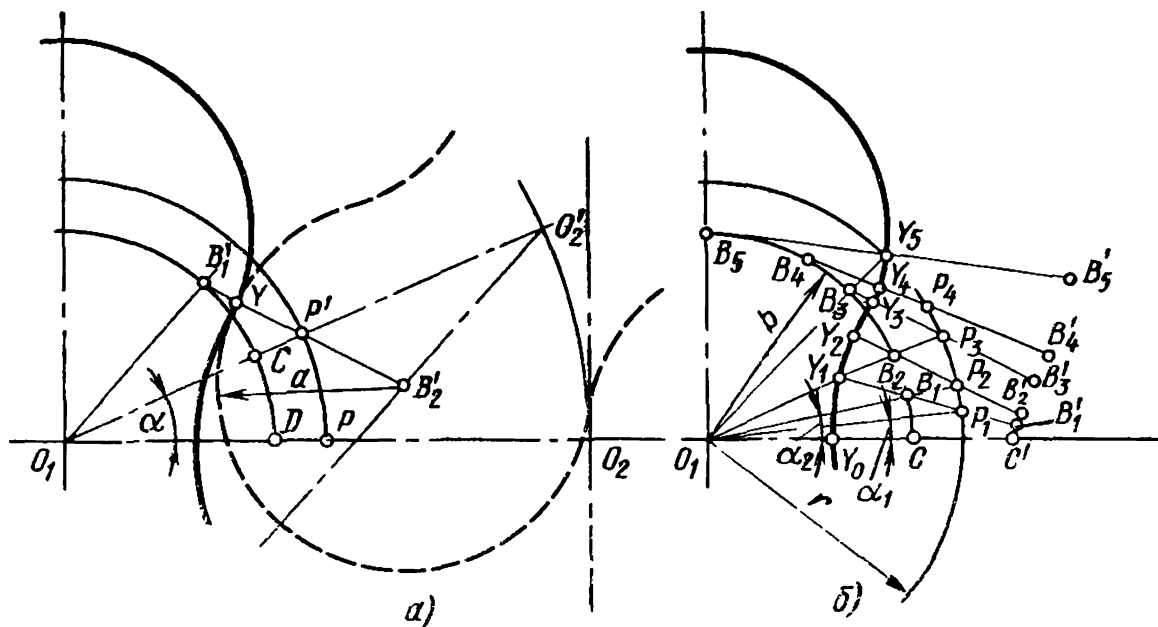


Рис. 53. Определение точки профиля ножки зуба (а) и профиля ножки зуба (б) при круговом профиле головки зуба

Преимуществом кругового профиля головки зуба является простота его изготовления, если зуб выполняется прямым. Во избежание больших потерь от неплотностей при этом профиле требуется точная обработка, что относительно несложно при таком простом профиле.

Не представляет большой сложности и изготовление зубьев с круговым профилем головки, эпициклоидным профилем боковых поверхностей и круговым профилем ножки зуба.

4. Конструкции газодувок Рутса

Корпус (цилиндр) небольших и средних газодувок Рутса отливается совместно со всасывающим и нагнетательным патрубками. Отливки производят из того же материала, что и ротор, как правило, из чугуна, а у быстроходных газодувок — из легких сплавов. Если корпус и ротор сделаны из разных материалов, необходимо устанавливать большие зазоры. В некоторых конструкциях корпус имеет разъем, проходящий через оси роторов. Вследствие низкой степени повышения давления для отвода тепла от газодувок достаточно воздушного охлаждения, для чего цилиндр выполняется оребренным, а в вакуум-

насосах во многих случаях обрешение цилиндров не делается, так как считается достаточным иметь ребра только на крышке цилиндра со стороны шестеренчатой передачи.

При сжатии воздуха скорость в каналах цилиндра принимается 30 м/сек . Роторы должны иметь очень жесткую конструкцию, чтобы возникающие прогибы не требовали увеличения зазоров. Иногда выполняется горячая заливка ротора из алюминиевых или других сплавов на стальной вал. Валы могут быть сквозными или состоящими из двух частей, выступающих за ротор. Для роторов целесообразно использовать точное литье. Роторы обычно изготавливают пустотелыми с внутренними ребрами; в ряде случаев они закрепляются на сквозных валах с помощью призматических или клиновых шпонок. При опасности коррозии от сжимаемых газов или для предохранения от образования искры при отсасывании шахтных газов роторы изготавливаются из бронзы или гуммируются.

Одно из главных требований к ротору — высокая точность изготовления его профиля; другое важное требование — точность укладки ротора. Выполнение этих требований обеспечивает минимальные зазоры, определяющие экономичность работы газодувки. Роторы обычно обрабатываются на фрезерно-копировальных или строгально-копировальных станках. Алюминиевые роторы при серийном их производстве рационально изготавливать из точных заготовок методом холодной протяжки.

По данным работы [3] успешно проведены опыты с уплотнением зазоров синтетическими волокнами, нанесенными на покрытый клейким слоем ротор и электростатически направленными. При этом снижаются требования к обработке профилей. Для небольших газодувок хорошо зарекомендовало себя покрытие ротора лаком из поливинилсубутилита, пигментированного цинковым порошком. В обоих случаях к. п. д. повышается примерно на 15%. Роторы балансируются статически, а быстроходные роторы и динамически.

К торцам корпуса, как правило, привернуты две крышки, в которых расположены уплотнения и подшипники качения. В газодувках до окружной скорости вала 10 м/сек применяются уплотняющие кольца; при более высоких окружных скоростях лучше применять лабиринтные уплотнения с гребнями лабиринтов (рис. 54). Особенно высокие требования предъявляются к уплотнениям вала газодувок, сжимающих сухой хлор. На рис. 55 показано такое уплотнение из графита, стекла и фторопласта с охлаждением воздухом, проходящим через камеру уплотнения. На рис. 56 показана газодувка с уплотнениями, к которым предъявляются исключительно высокие требования. Газодувка работает в системе циркуляции углекислого газа, предназначенного для охлаждения ядерного реактора, при давлении газа $1,6 \text{ Мн/м}^2$. Корпусы подшипников, а также крышки цилиндров изготовлены из того же материала, что и корпус цилиндра.

Чтобы при большом маховом моменте ротора синхронизирующая пара не подвергалась торсионным колебаниям от двигателя внутреннего сгорания, с которым сопряжена газодувка, рекомендуется между двигателем и газодувкой установить амортизирующее устройство, как, например, упругую муфту, торсионный валик или клиноременную передачу

Работа вакуум-насоса Рутса в области среднего вакуума значительно улучшается при установке герметичного электро-

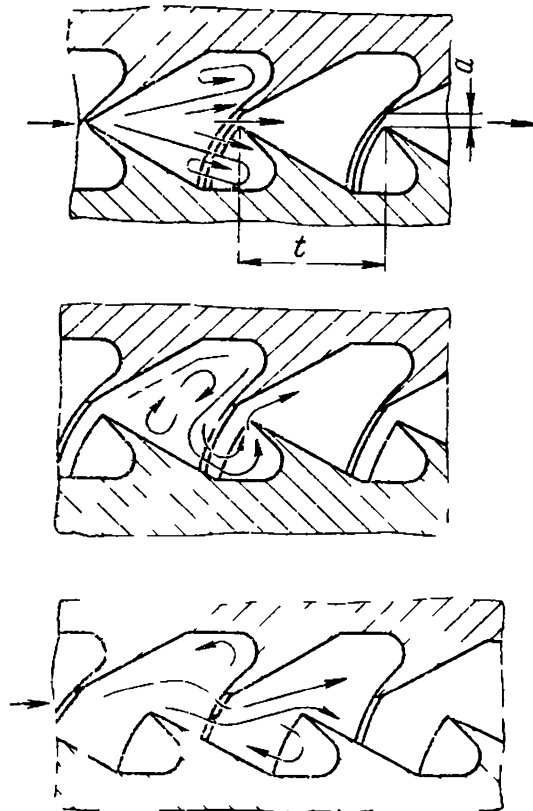


Рис 54 Лабиринтное уплотнение с гребнями взаимно не западающими друг за друга со сниженными потерями (на 15—20%) Примерный шаг гребней $t = (4 \div 7)a$, где a — ширина зазора

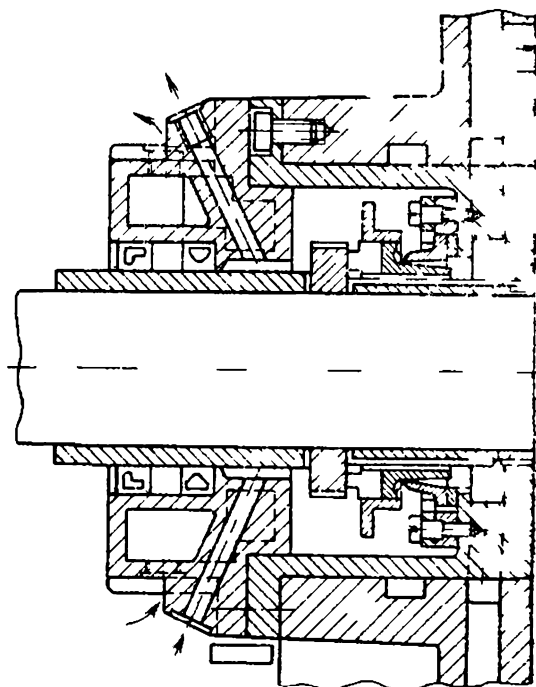


Рис 55 Уплотнение газодувки Рутса, сжимающей хлор [24]

двигателя, ротор которого непосредственно насаживается на вал вакуум-насоса. В этом случае газодувка совместно с двигателем заключена в стальной герметичный кожух (рис 57) При этом исключаются внешние уплотнения. Выбором низкого напряжения электродвигателя предупреждается образование разрядов. Вместо герметизации всего электродвигателя можно герметизировать тонкостенной втулкой из аустенитной стали только его ротор

Обе шестерни, синхронизирующие движение роторов, отливаются из чугуна или изготавливаются из стали, в некоторых машинах одна шестерня бронзовая, другая — стальная

При больших напряжениях смятия в зубьях шестерен (порядка 250 Мн/м^2) эти зубья калятся и шлифуются, что, однако, значительно повышает стоимость их изготовления. Установлено, что сульфонитрованием при температуре 600°C можно

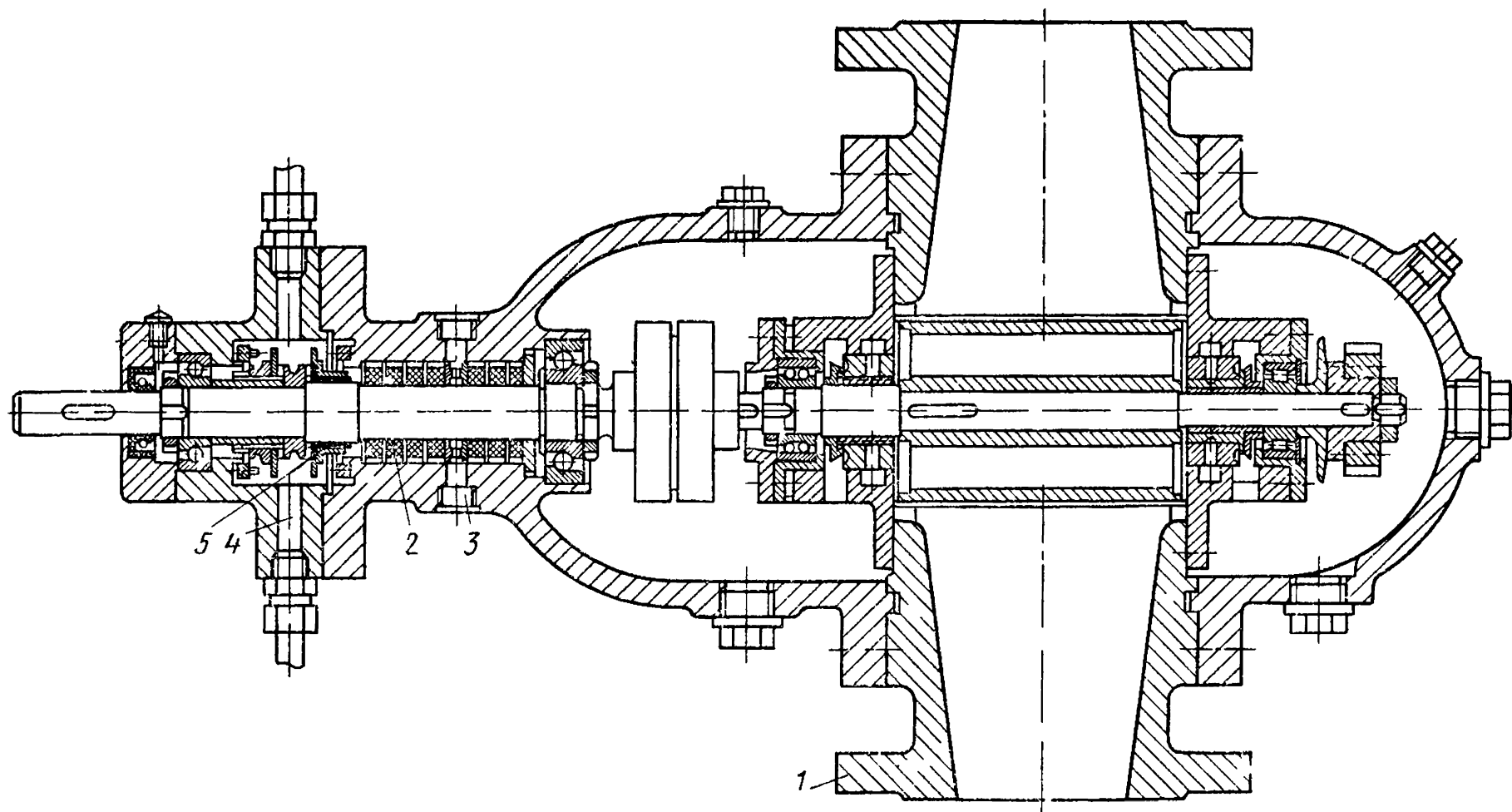


Рис 56 Газодувка Рутса для циркуляции радиоактивного углекислого газа при давлении $1,6 \text{ Мн/м}^2$
 1 — газодувка, 2 — графитовое уплотнение, 3 — подвод CO_2 для газового уплотнения, 4 — подвод масла к торцовому уплотнению
 5 — торцовое уплотнение

значительно снизить износ зубьев шестерен. В ГДР проведены опыты по определению износа у фрезерованных сульфонитрированных колес газодувок [35]. После одновременного износа у обоих колес тонкого поверхностного слоя зубьев толщиной несколько микрон колеса быстро приработались.

Хорошие результаты были получены после внедрения в серийное производство сульфонитрированных колес для двухро-

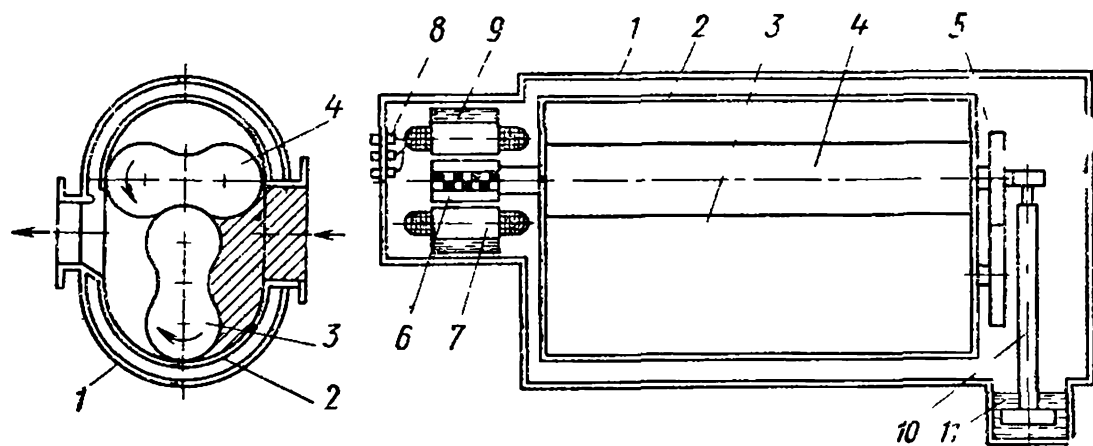


Рис. 57. Схема герметичного вакуум-насоса:

1 — герметичный кожух, 2 — корпус вакуум-насоса, 3 и 4 — роторы, 5 — синхронизирующие шестерни, 6 — ротор электродвигателя, 7 — статор электродвигателя, 8 — клеммный разъем, 9 — водяное охлаждение электродвигателя, 10 — масляный насос, 11 — масло

торных газодувок. Шестерни должны устанавливаться возможно ближе к подшипникам. Привод следует располагать со стороны шестерен, при этом усилия не передаются через ротор, деформация последнего уменьшается и, следовательно, можно устанавливать меньшие радиальные зазоры.

Зазоры в газодувках Рутса. Во избежание соприкосновения одного ротора с другим или роторов с цилиндром следует установить необходимые монтажные зазоры, при этом нужно принять во внимание температурные деформации, зазор между зубьями синхронизирующих шестерен, прогиб и скручивание валов роторов, а также деформацию роторов от центробежных сил и давления газа.

При определении зазоров между роторами рассмотрим два характерных положения:

- 1) оси профилей взаимно перпендикулярны — зазор $S_{r\perp}$;
- 2) оси профилей параллельны — зазор $S_{r\parallel}$.

Зазор $S_{r\perp}$ определяется в первую очередь температурными деформациями и в меньшей степени центробежной силой, действующей на головку зуба ротора. Зазор $S_{r\parallel}$ выбирается с учетом зазора между зубьями синхронизирующих шестерен и с учетом скручивания вала. Остальные факторы влияют на оба

зазора. При расчете зазоров между роторами полагают, что температура ротора T_p равна

$$T_p = \frac{T_1 + T_2}{2},$$

где T_1 — температура всасываемого газа;
 T_2 — температура нагнетаемого газа, определяется по уравнению (35).

5. Двухроторные газодувки с внутренним сжатием

Стремление соединить хорошее использование объема цилиндра, которое достигается у двухроторных газодувок с

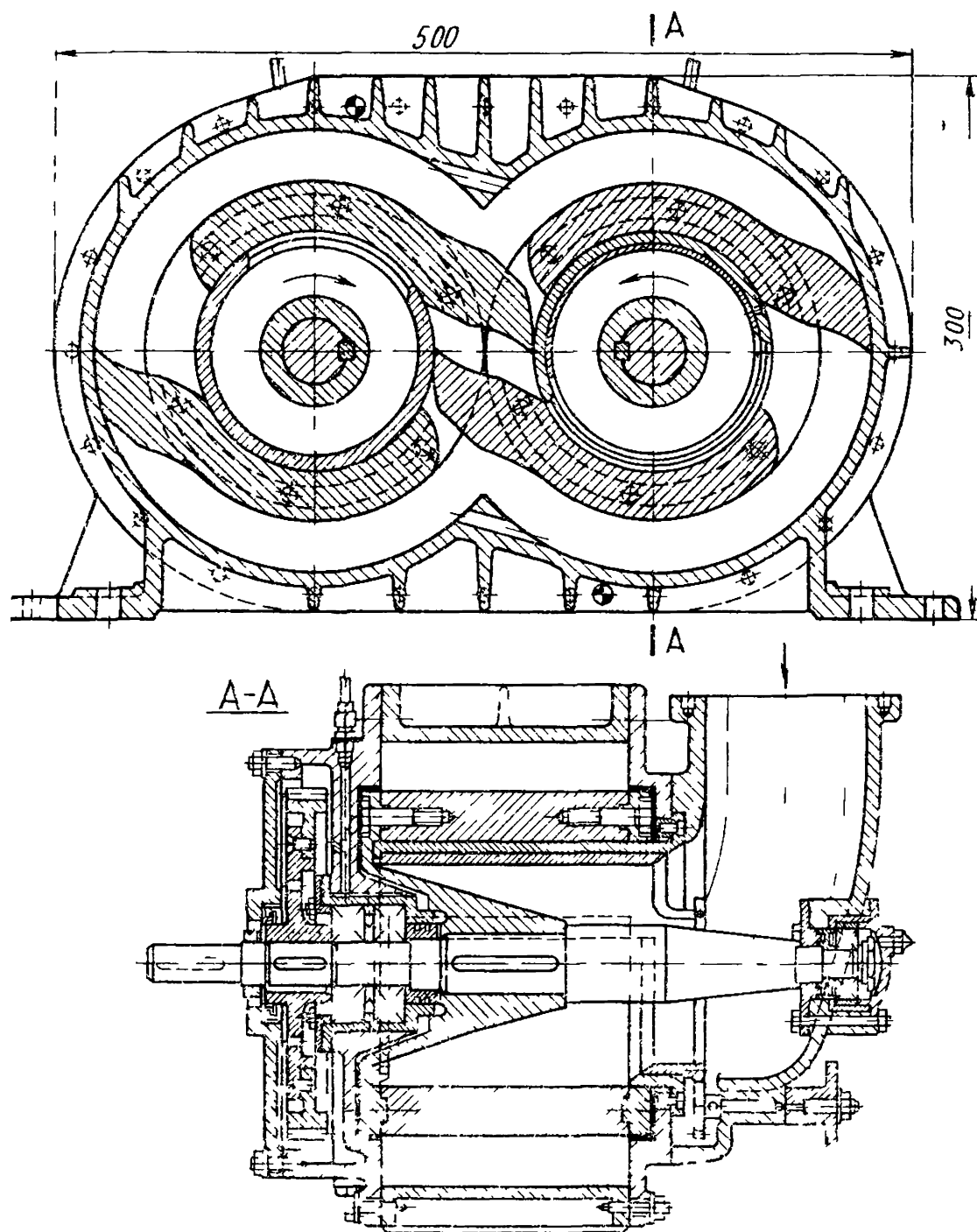


Рис. 58. Газодувка Биссера (разрез)

внешним сжатием, с лучшими энергетическими показателями, чем те, что имеем при высоких степенях повышения давления у одноступенчатых газодувок Рутса, привело к появлению различных конструкций двухроторных газодувок с внутренним сжатием. Хорошие эксплуатационные данные получены для газодувки Биссера (British Internal Combustion Engine Research Association). Достоинством этой машины является возможность

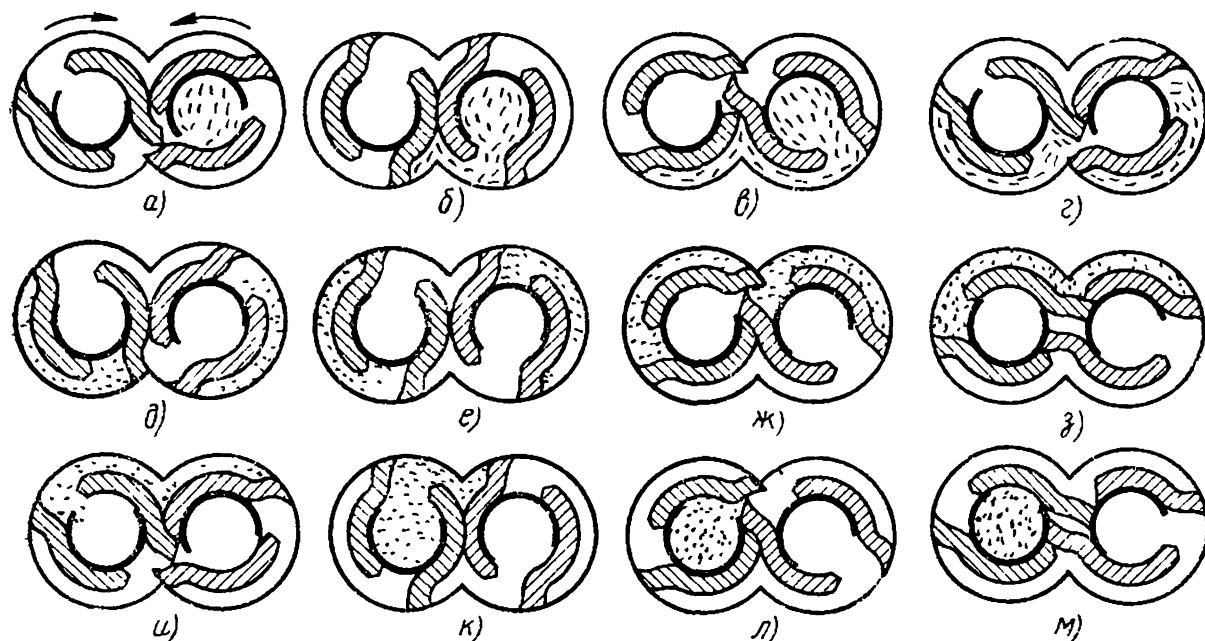


Рис. 59. Схема принципа работы газодувки Биссера.

регулирования степени повышения давления. Регулирование проводится изменением положения грани, ограничивающей всасывающее окно.

Рабочее пространство газодувки Биссера (рис. 58) состоит из двух взаимосвязанных полостей, образующих кольцевое сечение. В каждой из этих полостей вращаются вокруг втулки два зуба, выполняющие функции поршня. Движение обеих пар зубьев осуществляется парой одинаковых цилиндрических шестерен. Между зубьями и стенкой цилиндра, как и между самими зубьями, постоянно сохраняется небольшой зазор, уменьшаемый масляной пленкой. Между зубьями имеются просветы, а втулки имеют прорезы. Газ входит через торцовое окно в правую втулку; после поворота зубьев просвет между зубьями совпадает с прорезью во втулке, и газ поступает в полость цилиндра (рис. 59, а, б, в). В момент, когда просвет между зубьями правого ротора пройдет через заднюю грань проточки во втулке, наполнение полости цилиндра закончится и начнется ее перемещение с повышением давления за счет перетечки газа (см. рис. 59, г, д). Начало сжатия показано на рис. 59, е и его продолжение — на рис. 59, ж.

Начало нагнетания показано на рис. 59, з, а его конец — на рис. 59, и. Положение, соответствующее мертвому пространству, показано на рис. 59, к. За один оборот дважды произойдет наполнение примерно половины рабочего пространства. В сечении газодувки (см. рис. 58) показано зубчатое колесо для поворачивания втулки и изменения положения прорези, через которую подается газ. Поворачиванием втулки с прорезью, через которую нагнетается газ, можно при необходимости менять установленную степень повышения давления и работать в широком диапазоне степеней повышения давления с хорошими энергетическими показателями работы машины.

На рис. 60 показана индикаторная диаграмма газодувки Биссера. Характерным для этих газодувок является изохорное повышение давления, соответствующее положению зубьев на рис. 59, г, д, е.

Для уменьшения махового момента роторы отливаются из алюминия или его сплавов.

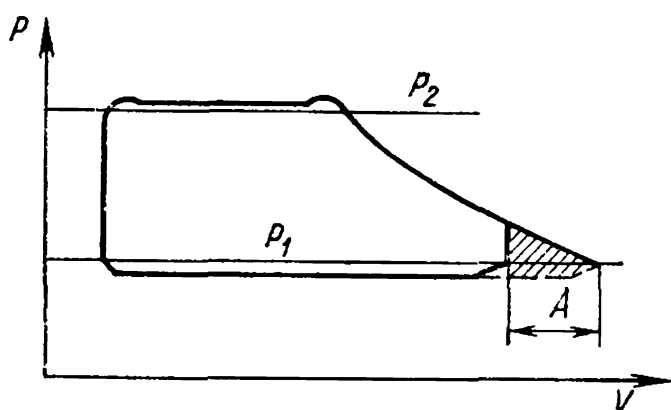


Рис. 60. Индикаторная диаграмма газодувки Биссера:

заштрихованная площадь — уменьшение индикаторной работы; A — уменьшение необходимого объема за счет сохранения воздуха, утекающего через неплотности

Изобретателем винтовых компрессоров является шведский ученый А. Лисхольм.

Винтовые компрессоры — это двухроторные компрессоры с внутренним сжатием. Оба ротора этого компрессора имеют форму винта с большим углом подъема (рис. 61) и, как правило, неодинаковое число зубьев у каждого ротора. Ведущий ротор с тремя или четырьмя зубьями совершает от 1300 до 30 000 об/мин (скорость вращения обратно пропорциональна величине машины). Вал этого ротора имеет или непосредственный привод от турбины или через повышающий редуктор приводится от электродвигателя либо от двигателя внутреннего сгорания. С ведомым ротором, который имеет 4—6 впадин, главный ротор соединен синхронизирующей парой шестерен, которая передает только 5—10% мощности компрессора. Вход газа в ротор и его выход из ротора расположены на противоположных сторонах машины по диагонали. У одноступенчатых винтовых компрессоров хорошие экономические показатели работы машины достигаются при степени повышения давления до 4, у двухступенчатых — до 11. У двухступенчатых винтовых вакуум-насосов достигается вакуум до 97%.

Винтовые компрессоры соединяют в себе достоинства как объемных компрессоров, так и динамических¹ и почти свободны от их недостатков. Винтовые компрессоры имеют исключительно малый вес, небольшие размеры, и для них требуется небольшой фундамент.

Очень небольшие размеры и малый вес позволяют поставлять собранные агрегаты винтовых компрессоров с минимальными монтажными работами на месте установки. Большим достоинством винтовых компрессоров является возможность нагнетания газа без примесей масла. Так как в винтовых компрессорах с синхронизирующими шестернями между роторами и между роторами и стенкой цилиндра все время имеется небольшой зазор и соприкосновения движущихся частей с неподвижными не происходит, то подача масла в цилиндр не обязательна. Поэтому эти компрессоры хорошо зарекомендовали себя при сжатии газов и паров, разлагающих либо растворяю-

¹ Под динамическими компрессорами понимаются центробежные и осевые компрессоры. — Прим. ред.

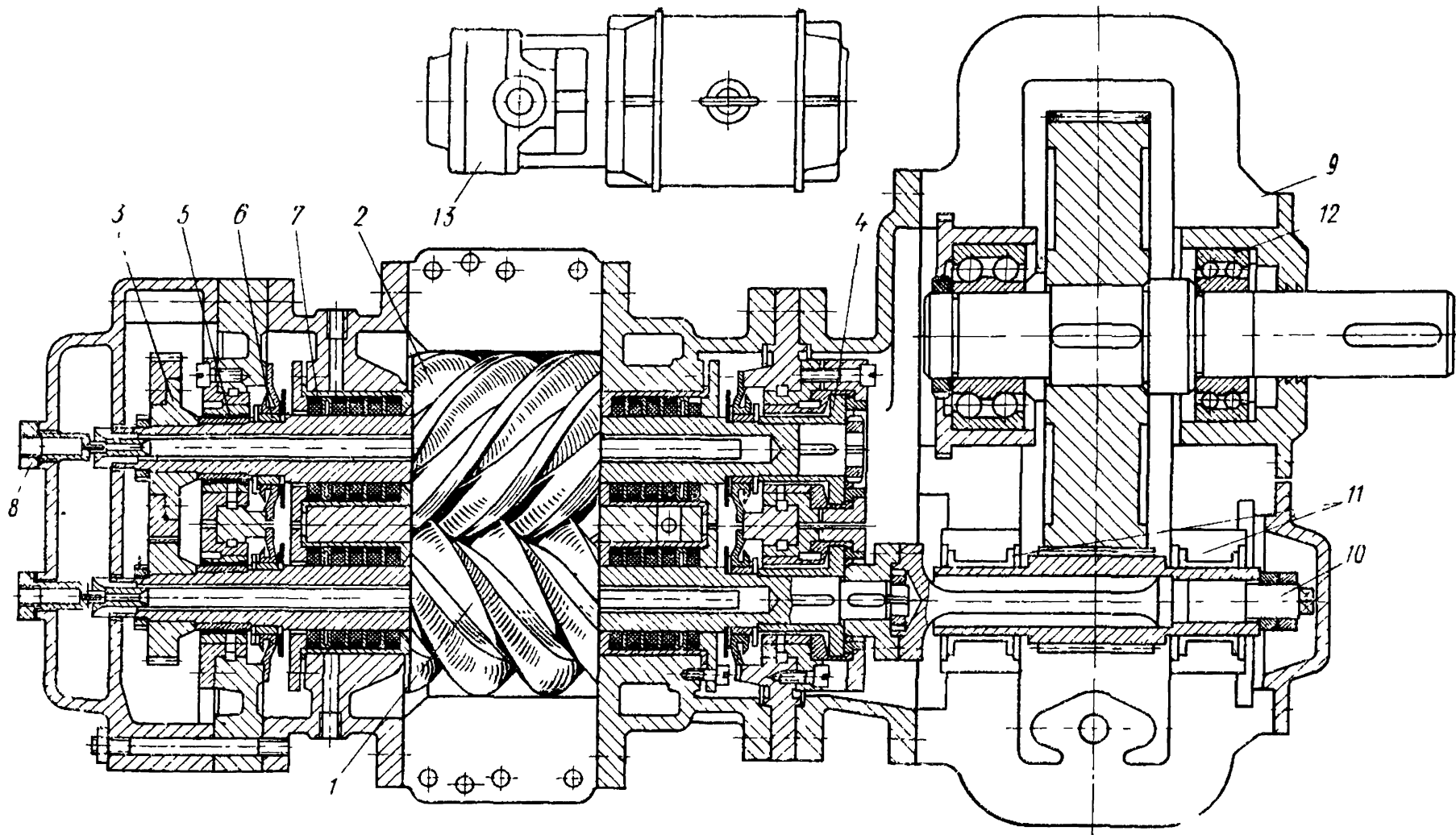


Рис. 61. Винтовой компрессор (машиностроительные заводы Эрцнера, ФРГ):

1 — ведущий ротор; 2 — ведомый ротор; 3 — синхронизирующие шестерни; 4 — упорный подшипник; 5 — радиальный подшипник; 6 — масляное уплотнение; 7 — графитовое уплотнение; 8 — вход охлаждающего масла в ротор; 9 — редуктор; 10 — торсионный вал; 11 — подшипник скольжения шестерни; 12 — подшипник качения зубчатого колеса; 13 — масляный насос с двигателем

щих масло. При эксплуатации компрессорных станций, оснащенных винтовыми компрессорами, работающими без смазки цилиндра, не возникает опасности вспышки и взрыва масла в трубопроводах или в ресивере.

Возможность эксплуатации винтовых компрессоров без смазки цилиндра делает их пригодными для сжатия горячих газов. Температура всасывания, не угрожающая нормальной работе компрессора, может достигать 100°C , а температура нагнетания — 425°C . С другой стороны, винтовые компрессоры пригодны и для холодильных установок с самыми низкими температурами кипения как вследствие того, что поверхности теплопередачи установок со стороны холодильного агента не покрываются масляной пленкой, так и вследствие отсутствия всасывающих клапанов, что дает возможность работать при очень низких давлениях кипения (до $0,002\text{ Мн/м}^2$).

На долговечность эксплуатации винтовых компрессоров не влияет значительное содержание пыли при наличии капельной жидкости в сжатом газе, наоборот — в этих случаях уменьшаются потери от неплотностей. Винтовые компрессоры по сравнению с центробежными имеют ряд преимуществ: отсутствие помпажной зоны; степень повышения давления газа у винтовых компрессоров практически не зависит от скорости вращения роторов; не требуется специальных высококачественных материалов, применяемых для колес лопаточных машин; винтовые компрессоры имеют высокий к. п. д. и при малой производительности.

В винтовых компрессорах газ не достигает звуковых скоростей, а скорость вращения роторов значительно меньше критической. Трудоемкость изготовления винтовых компрессоров меньше, чем центробежных.

В отличие от компрессоров с возвратно-поступательным движением поршня винтовые компрессоры не имеют клапанов. Газ нагнетается равномерно и поэтому не требуется ресивера для гашения пульсации газа в трубопроводах. Расход масла в винтовых компрессорах незначительный, износа роторов нет и поэтому за длительный период эксплуатации их энергетические показатели не ухудшаются. Во избежание задиров в подшипниках или роторах при эксплуатации для винтовых машин предусматривается блокировка.

Недостатками винтовых компрессоров являются: невозможность менять степень повышения давления в значительных пределах; высокая скорость вращения, поэтому для малых и средних машин требуется повышающий редуктор между двигателем и компрессором; высокая точность изготовления компрессора и редуктора. Недостатком является также вредный для здоровья шум, издаваемый винтовыми компрессорами, в первую очередь, из-за колебания давлений на всасывании и нагнетании, поэтому эти компрессоры снабжаются мощными глушителя-

ми на всасывающем и нагнетательном патрубках. Кроме того, требуется проведение многих других шумоизоляционных работ. Даже при обильном охлаждении у винтовых компрессоров показатель политропы¹ сжатия выше показателя адиабаты главным образом вследствие того, что основными потерями в этих машинах являются потери от неплотности. При перетекании горячего газа и нагреве от горячих стенок температура газа повышается и увеличивается показатель политропы.

1. Принцип работы винтовых компрессоров

На роторах компрессора (см. рис. 61) не образуется полного витка. Угол закрутки зуба θ по длине ротора достигает, например, у ведущего ротора $\theta=210^\circ$, а у ведомого — $\theta=140^\circ$. Рабочий цикл винтового компрессора имеет четыре фазы: 1) всасывание; 2) перенос; 3) сжатие; 4) нагнетание.

Всасывание. В пространство между зубьями обоих роторов, образующееся на стороне всасывающего окна при вращении роторов, через окно входит газ. С поворотом ротора это пространство непрерывно увеличивается, пока с торцевой стороны, где расположено нагнетательное окно, зубья не выйдут из зацепления.

Перенос. Когда полость между зубьями перейдет через всасывающее окно, ее соединение с этим окном прекратится, газ, находящийся в указанной полости, без изменения давления (если не принимать во внимание перетечки) будет перенесен на сторону нагнетания.

Сжатие. С торцевой стороны всасывающего окна в пространство между зубьями начинает проникать зуб ротора. С поворотом роторов место контакта (зацепления) зубьев перемещается к торцевой стороне нагнетательного окна, при этом в пространстве между зубьями происходит сжатие газа.

Нагнетание. При повороте пространства между зубьями и соединении его с нагнетательным окном происходит нагнетание сжатого газа через окно с одновременным уменьшением объема пространства между зубьями. Практически нагнетается весь газ, поскольку объем мертвого пространства составляет менее 1% теоретического всасываемого объема. При обычно невысокой у винтовых компрессоров степени повышения давления расширением газа из мертвого пространства пренебрегают.

2. Геометрия винтовых компрессоров

Теоретический расчет профиля ротора. Выбор профилей обоих роторов должен быть таков, чтобы профиль винта на обоих роторах обеспечивал бы плотность как в сечении, нормальном к осям роторов, так и в осевом сечении. Одновремен-

¹ Здесь показатель политропы условий. — Прим. ред..

но должна быть обеспечена плотность вершин зубьев в цилиндре и торцов роторов. Степень повышения давления в компрессоре определяется расположением и размерами всасывающего и нагнетательного окон. Окна должны быть размещены таким образом, чтобы после отделения пространства между зубьями от всасывающего окна до соединения этого пространства с нагнетательным окном произошло бы такое изменение объема пространства между зубьями, которое бы соответствовало требуемому повышению давления.

Сравнительно несложно осуществить уплотнение по вершинам зубьев и по торцам роторов. Более сложно обеспечить уплотнение между зубьями. Для этого необходимо теоретически определить наиболее выгодный профиль зуба и выбрать технологию обработки для более точного осуществления этого профиля.

Шаг зубьев неизменен по длине ротора. Поэтому можно заменить задачу решения пространственного профиля на решение плоского профиля. По выбранному профилю одного ротора аналитически определяется примыкающий профиль другого ротора.

За время более чем тридцатилетнего производства винтовых компрессоров были исследованы различные зубья — симметричного и асимметричного профиля, зубья с циклоидальным и с круговым профилем, корригированные и некорригированные. Одно из главных требований при выборе профиля зуба — обеспечение минимальной полости, образующей мертвое пространство.

Многие известные фирмы, изготавливающие винтовые компрессоры, выпускают их с роторами, имеющими зубья кругового симметричного профиля, а именно с цевочным зацеплением. Цевочное зацепление — это такое зацепление, у которого окружность, составляющая профиль зуба, имеет центр на делительной окружности колеса. Круговой профиль теоретически не является наиболее выгодным, так как при этом получается малое сечение впадины и значительно ослабляется зуб ведомого ротора. Однако этот профиль позволяет выполнить точную обработку зуба, и компрессор поэтому работает с малыми зазорами, что очень важно для достижения хорошей плотности.

При аналитическом построении сопряженного профиля ведомого ротора по заданному профилю зуба ведущего ротора следует выбрать четыре системы декартовых координат, из которых две вращающиеся, а две другие неподвижные (рис. 62).

Первая вращающаяся система $X_1O_1Y_1$ имеет начало координат в точке O_1 — на оси вращения в центре сечения ведущего ротора и вращается вместе с ротором.

Вторая вращающаяся система $X_2O_2Y_2$ соединена с ведомым ротором и имеет начало координат в точке O_2 , расположенной на оси вращения ведомого ротора.

Первая неподвижная система координат $X_{p1}O_1Y_{p1}$ имеет начало в точке O_1 , а ось X_{p1} является продолжением прямой, соединяющей центры роторов O_1O_2 . Вторая неподвижная система координат $X_{p2}O_2Y_{p2}$ имеет начало в точке O_2 , а ось X_{p2} совмещена с прямой, соединяющей центры O_1O_2 .

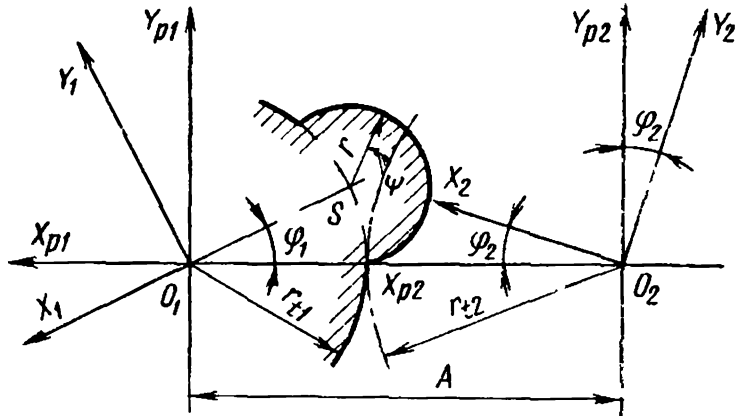


Рис 62 Схема для определения сопряженного профиля одного ротора к заданному профилю другого ротора

Пусть ведущий ротор имеет профиль зуба, образованный окружностью радиусом r с центром в точке S , расположенной на делительной окружности ротора. Для профиля будут справедливы уравнения:

$$x_1 = -r_{t1} - r \cos \psi; \quad y_1 = r \sin \psi, \quad (42)$$

где r_{t1} — радиус делительной окружности ведущего ротора;
 ψ — угол между осью O_1X_1 и радиусом профиля, проведенным из искомой точки.

Уравнение сопряженного профиля найдем, переведя уравнения (42) в систему поворотных координат $X_2O_2Y_2$:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= A \cos i_{21}\varphi_1 - r_{t1} \cos k\varphi_1 - r \cos(\psi + k\varphi_1); \\ y_2 &= -A \sin i_{21}\varphi_1 + r_{t1} \sin k\varphi_1 + r \sin(\psi + k\varphi_1), \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

где $A = O_1O_2$ — расстояние между осями роторов;
 $i_{21} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1}$ — передаточное отношение;
 φ_1 — угол поворота осей системы $X_1O_1Y_1$ относительно осей системы $X_{p1}O_1Y_{p1}$;
 φ_2 — угол поворота системы $X_2O_2Y_2$ относительно осей системы $X_{p2}O_2Y_{p2}$;
 $k = 1 + i_{21}$.

Уравнения (43) содержат два параметра: ψ — характеризующий профиль зуба и φ_1 — угол поворота ведущего ротора.

Для определения связи между этими параметрами составим детерминант

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial x_2}{\partial \varphi_1}; & \frac{\partial x_2}{\partial \psi} \\ \frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1}; & \frac{\partial y_2}{\partial \psi} \end{vmatrix} = \frac{\partial (x_2; y_2)}{\partial (\varphi_1; \psi)} = 0.$$

Дифференцируя уравнения (43) по φ_1 , получим

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_2}{\partial \varphi_1} &= -Ai_{21} \sin i_{21} \varphi_1 + r_{t_1} k \sin k\varphi_1 + rk \sin (\psi + k\varphi_1) = \\ &= k[-A \sin i_{21} \varphi_1 + r_{t_1} \sin k\varphi_1 + r \sin (\psi + k\varphi_1)] + A \sin i_{21} \varphi_1; \\ \frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1} &= -Ai_{21} \cos i_{21} \varphi_1 + r_{t_1} k \cos k\varphi_1 + rk \cos (\psi + k\varphi_1) = \\ &= k[-A \cos i_{21} \varphi_1 + r_{t_1} \cos k\varphi_1 + r \cos (\psi + k\varphi_1)] + A \cos i_{21} \varphi_1. \end{aligned}$$

Подставив значения x_2 и y_2 из уравнений (43) в только что приведенные уравнения, получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial x_2}{\partial \varphi_1} &= ky_2 + A \sin \varphi_2; \\ \frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1} &= -kx_2 + A \cos \varphi_2 \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

Продифференцировав уравнения (43) по ψ , получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial x_2}{\partial \psi} &= r \sin (\psi + k\varphi_1); \\ \frac{\partial y_2}{\partial \psi} &= r \cos (\psi + k\varphi_1). \end{aligned} \right\} \quad (45)$$

Подставив частные производные в детерминант, имеем

$$\begin{aligned} \frac{\partial (x_2; y_2)}{\partial (\varphi_1; \psi)} &= (ky_2 + A \sin \varphi_2) [r \cos (\psi + k\varphi_1)] - \\ &= (-kx_2 + A \cos \varphi_2) r \sin (\psi + k\varphi_1). \end{aligned}$$

Подставив в это уравнение

$$\begin{aligned} A &= r_{t_1} + r_{t_2} = r_{t_2} (i_{21} + 1) = kr_{t_2}; \\ \varphi_2 &= i_{21} \varphi_1 = \varphi_1 (k - 1), \end{aligned}$$

получим

$$x_2 \sin (\psi + k\varphi_1) + y_2 \cos (\psi + k\varphi_1) + r_{t_2} \sin (\psi + \varphi_1) = 0,$$

а подставив значения x_2 и y_2 из уравнений (43), получаем

$$\begin{aligned} A \sin (\psi + \varphi_1) - r_{t_1} \sin \psi - r_{t_2} \sin (\psi + \varphi_1) &= \\ = r_{t_1} \sin (\psi + \varphi_1) - r_{t_1} \sin \psi &= 0 \end{aligned} \quad (46)$$

или

$$\sin \varphi_1 \cos \psi - (1 - \cos \varphi_1) \sin \psi = 0. \quad (47)$$

Уравнение (47) показывает зависимость между обоими параметрами профиля.

При данном параметре φ_1 по нему можно найти параметр ψ .

Для $\varphi_1 = 0$ уравнение (47) превратится в тождество, а уравнения (43) примут вид

$$x_2 = r_{t_2} - r \cos \psi; \quad y_2 = r \sin \psi. \quad (48)$$

Уравнения (42) и (48) — это уравнения одинаковых окружностей в различных системах координат или цевочному профилю зуба ведущего ротора соответствует впадина кругового профиля на ведомом роторе того же радиуса, что и радиус зуба ведущего ротора. Указанное справедливо для части профиля на дуге \widehat{bc} (рис. 63).

Как видно из рис. 63, зуб ведущего ротора выступает над делительной окружностью, т. е. имеет только головку, в то время как зуб ведомого ротора образуется только ножкой.

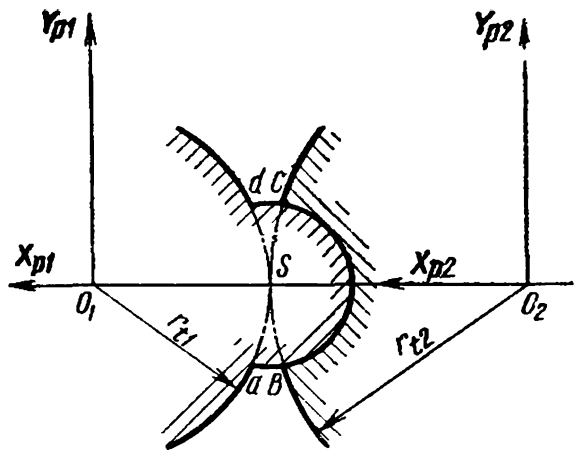


Рис 63. Схема цевочного профиля зуба винтового компрессора

Участкам \widehat{ab} и \widehat{cd} цевочного профиля на ведущем роторе должны соответствовать на сопряженном профиле ведомого ротора точки возврата и петли, которые практически невыполнимы при изготовлении зуба. Поэтому чаще всего дуги окружности \widehat{ab} и \widehat{cd} заменяются эпициклоидами, описанными точками b и c , лежащими на делительной окружности ведомого ротора. Крайне желательно, чтобы был осуществлен плавный переход от эпициклоиды к дуге окружности на профиле ведущего ротора.

Переход от вращающейся системы координат $X_2O_2Y_2$ к системе неподвижных координат $X_{p1}O_1Y_{p1}$ может быть осуществлен с помощью следующих формул связи:

$$\begin{aligned} x_{p1} &= -A + x_2 \cos \varphi_2 - y_2 \sin \varphi_2; \\ y_{p1} &= x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2. \end{aligned}$$

Подставив значения x_2, y_2 из уравнений (43), после преобразований получим координаты кривой в неподвижной системе координат, которые являются координатами кривой зацепления:

$$\left. \begin{aligned} x_{p1} &= -r_{t_1} \cos \varphi_1 - r \cos(\psi + \varphi_1); \\ y_{p1} &= r_{t_1} \sin \varphi_1 + r \sin(\psi + \varphi_1). \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

Поскольку уравнения (49) были выведены из уравнений (43), определим связь между обоими параметрами, пользуясь детерминантом, составленным из уравнений (44) и (45):

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial x_2}{\partial \varphi_1}; & \frac{\partial x_2}{\partial \psi} \\ \frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1}; & \frac{\partial y_2}{\partial \psi} \end{vmatrix} = 0.$$

После подстановки получим

$$\begin{aligned} \frac{\partial(x_2; y_2)}{\partial(\varphi_1; \psi)} &= [ky_2 + A \sin(k-1)\varphi_1] r \cos(\psi + k\varphi_1) + r \sin(\psi + k\varphi_1) \times \\ &\times [kx_2 - A \cos(k-1)\varphi_1] = y_2 \cos(\psi + k\varphi_1) + x_2 \sin(\psi + k\varphi_1) - \\ &- r_{t_2} \sin(\psi + k\varphi_1) = A \sin(\psi + \varphi_1) - r_{t_1} \sin \psi - r_{t_2} \sin(\psi + \varphi_1) = \\ &= r_{t_1} \sin(\psi + \varphi_1) - r_{t_1} \sin \psi = 0. \end{aligned} \quad (50)$$

Уравнение (50) соответствует уравнению (47). Оба уравнения пригодны только при $\varphi_1=0$. В этом случае уравнения (49) получают вид

$$x_{p_1} = -r_{t_1} - r \cos \psi; \quad y_{p_1} = r \sin \psi \quad (51)$$

и будут полностью совпадать с уравнениями (42).

Это означает, что линия зацепления цевочного зубчатого профиля тождественна круговым дугам, образующим профиль в неподвижной системе координат $X_{p_1}O_1Y_{p_1}$.

Полное зацепление цевочного профиля в плоскости наступит только в момент совпадения оси зуба с прямой, соединяющей центры обоих роторов, и происходит по всей дуге зуба ведущего ротора, зашедшего в выемку ведомого ротора.

Профили роторов, изготовленные по описанному выше способу, имеют некоторые недостатки, как, например, острые грани у ведомого ротора и сложный профиль инструмента для нарезки витков. Достоинством цевочного профиля является значительное уменьшение нагрузки синхронизирующих шестерен (они передают только около 5% мощности компрессора), а недостатком — малое рабочее пространство между зубьями, что приводит к увеличению размеров компрессора.

Помимо зубьев кругового профиля применяются зубья циклоидального профиля симметричной и асимметричной формы. Преобладают случаи, когда основной окружностью (на которой расположено основание пяты зуба) является делительная окружность. Профиль зуба может быть образован эпициклоидой или гипоциклоидой.

На рис. 64 показан симметричный зуб с профилем зуба ведущего ротора, образованным эпициклоидой ab , описанной точкой C , лежащей на делительной окружности радиусом r_{t_2} при

ее качении по окружности радиусом r_{t1} . Головка зуба ограничена окружностью радиусом R_1 . Эта часть окружности между точками $I'I'$ является кривой зацепления. Продолжением профиля является дуга \widehat{ag} окружности. Профиль ведомого ротора ограничен удлиненной эпициклоидой CD , описанной точкой b при качении окружности радиусом r_{t1} по окружности радиусом

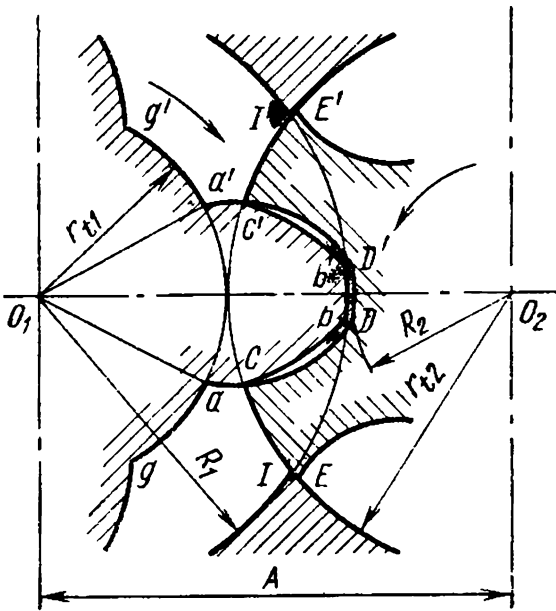


Рис. 64. Схема циклоидальных симметричных профилей зубьев

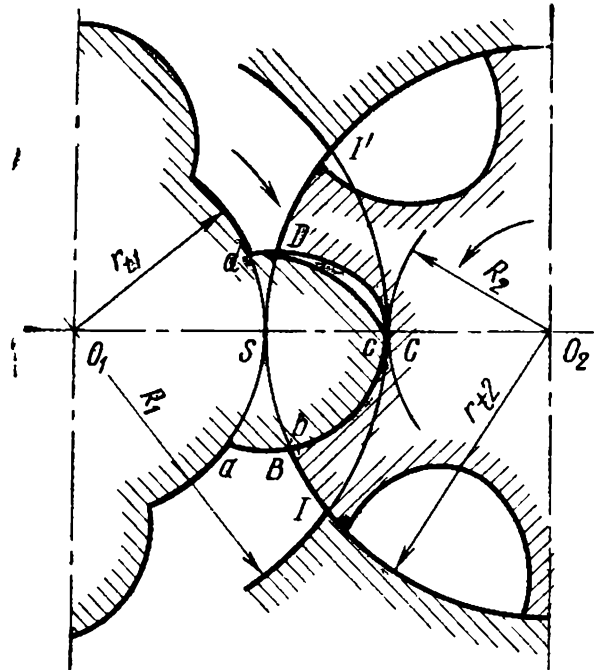


Рис. 65. Схема асимметричных профилей роторов винтовых компрессоров

r_{t2} . Другими частями профиля ротора является дуга $\widehat{DD'}$ окружности радиуса $R_2 = A - R_1$ и дуга CE , соответствующая по длине дуге \widehat{ag} . Боковые поверхности зубьев $a'b'$ и $c'd'$ симметричны относительно оси O_1O_2 боковым поверхностям зубьев ab и соответственно \widehat{CD} .

Преимуществом указанной пары профилей является возможность получения плотности в осевом направлении. Границы головок зубьев ведущего ротора и ножек зубьев ведомого ротора образуют точно выполнимые окружности.

Одним из основных недостатков этих профилей являются острия на наружном диаметре ведомого ротора. Корректированием зубьев за счет образования головок на зубьях ведомого ротора и углублением ножек зуба ведущего ротора можно устранить нежелательные грани, но при этом между зубьями возникает осевой зазор.

Помимо зубьев симметричного профиля в винтовых компрессорах применяются зубья асимметричного профиля (рис. 65). Передняя сторона такого профиля (по направлению вращения) у ведущего ротора во многих случаях состоит из

дуги \widehat{ab} эпициклоиды, описанной точкой ведомого ротора B при качении окружности радиуса r_{t2} по окружности радиуса r_{t1} и дуги bc окружности, образующей односторонний цевочный профиль. Задняя сторона профиля зуба ведущего ротора представляет собой эпициклоиду \widehat{cd} , описанную точкой D ведомого ротора при качении его делительной окружности по делительной окружности профиля зуба ведущего ротора.

На ведомом роторе на участке \widehat{BC} профиль зуба образуется дугой окружности, а на участке \widehat{CD} — удлиненный эпициклоидой, описанной точкой c ведущего ротора при качении окружности радиуса r_{t1} по окружности радиуса r_{t2} .

Линии зацепления обоих профилей в плоскости чертежа представляют собой дуги окружностей $\widehat{I'D}$, \widehat{CB} , \widehat{BI} и $\widehat{I'C}$.

Корригирование профиля. Для устранения недостатков профиля во многих случаях проводится коррекция таким образом, что зубья ведомого ротора имеют малые головки, а зубья ведущего ротора малые ножки. На рис. 66 в нижней части показан профиль ведомого ротора с головкой зуба цевочного профиля с углублениями на ведущем

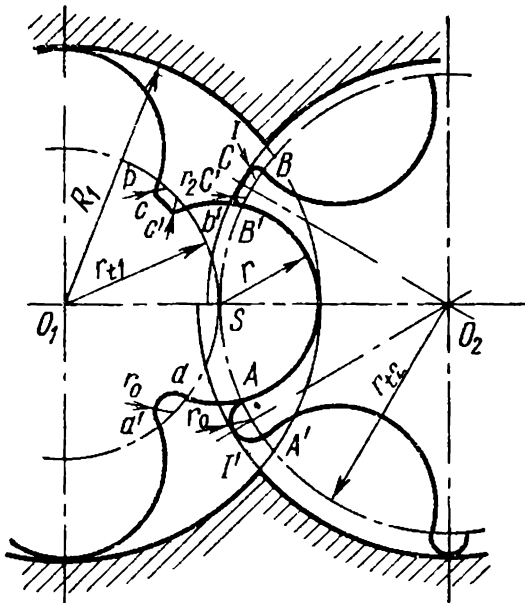


Рис. 66. Слама корригированных роторов винтовых компрессоров

роторе соответствующего профиля. В верхней части рисунка показан другой вариант коррекции. На головках зубьев ведомого ротора оставлены узкие цилиндрические полосы и переходы между ними и боковыми поверхностями закруглены радиусом $r_2 = (0,03 \div 0,06) r$.

У ножки зуба ведущего ротора имеются соответствующие углубления. Теоретически более правильно, если, по крайней мере, часть профиля зуба ведомого ротора имеет эпициклоидальный профиль, однако отклонение кривых одной от другой столь мало, что обычный зазор между роторами достаточен для предохранения соприкосновения роторов.

Более подробные сведения о корригированных профилях содержатся в работе [31].

Высота головки зуба ведомого ротора (разность радиусов наружной и делительной окружностей) у крупных компрессоров равна

$$H_2 = (0,02 \div 0,03) D_2,$$

где D_2 — диаметр делительной окружности.

Для более полного использования объема цилиндра компрессора желательно принимать высоту H_1 головки зуба ведущего ротора максимальной (H_1 — разность радиусов делительной окружности и окружности впадин ведущего ротора). Верхняя граница высоты H_1 определяется как числом зубьев, так и прочностью зубьев ведомого ротора. Максимальное значение высоты $H_1 = 0,30 D_1$.

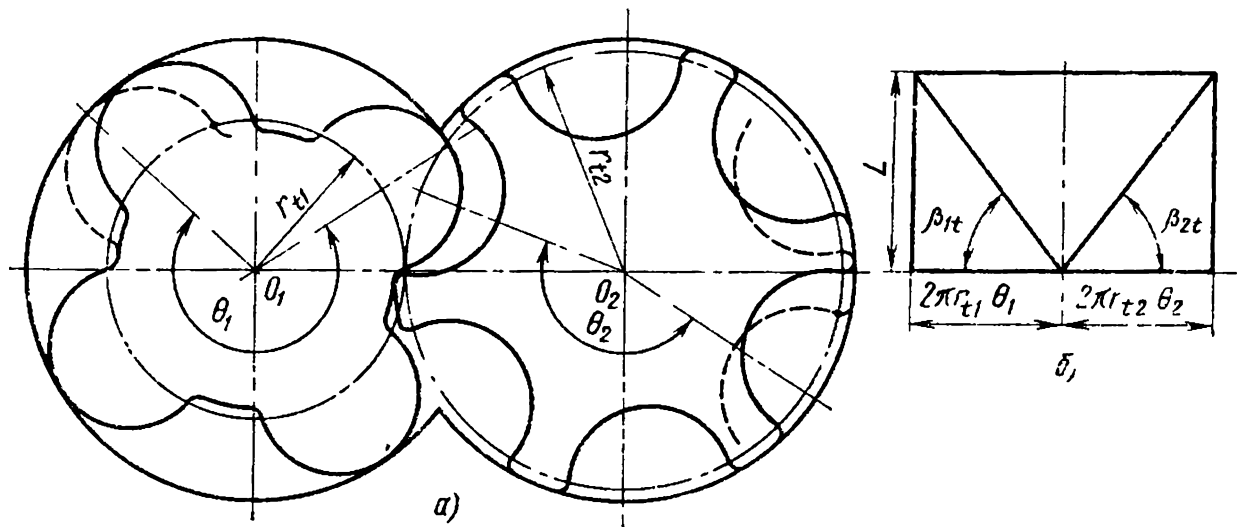


Рис. 67. Схема подъема витков на роторах винтовых компрессоров

Углы закрутки обоих роторов. Помимо соответствующих профилей необходимо, чтобы зубья роторов имели взаимно соответствующие углы закрутки (рис. 67).

Обозначив через S_1 подъем витка ведущего ротора, получим параметр, характеризующий закрутку ведущего ротора:

$$\rho_1 = \frac{S_1}{2\pi}.$$

Он представляет собой осевое расстояние между торцовыми сечениями, повернутыми одно относительно другого на угол, равный одному радиану. По аналогии будет справедливо для ведомого ротора

$$\rho_2 = \frac{S_2}{2\pi}.$$

Задние торцы роторов повернуты относительно передних при длине ротора L на углы $\theta_1 = \frac{L}{\rho_1}$ и $\theta_2 = \frac{L}{\rho_2}$, которые называются углами закрутки.

Для взаимного зацепления роторов будет справедливо

$$\theta_1 z_1 = -\theta_2 z_2, \quad (52)$$

где z_1 и z_2 — число зубьев соответственно ведущего и ведомого роторов.

Небольшое число зубьев положительно сказывается на объеме пространства между зубьями, но при этом снижается сопротивление ротора изгибу и увеличиваются потери от неплотностей. Для газодувок и вакуум-насосов обычно принимаются числа зубьев 3—4 (соответственно для ведущего и ведомого роторов), для компрессоров чаще всего 4—6 зубьев. Большее число зубьев при уменьшенном прогибе позволяет снизить необходимый зазор и дает более равномерное нагнетание сжатого газа.

Если обозначим угол подъема винтовой линии β , в точке на радиусе r получим

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{L}{2\pi r \theta}, \quad (53)$$

т. е. тангенс угла подъема обратно пропорционален радиусу рассматриваемой точки.

Для точки соприкосновения двух винтовых роторов справедливо выражение

$$S_1 n_1 = S_2 n_2,$$

где S_1 и S_2 — подъем витков ведущего и ведомого роторов;
 n_1 и n_2 — скорость вращения соответствующего ротора;

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = i_{21}, \quad (54)$$

где i_{21} — передаточное отношение.

Для точек на цилиндрических поверхностях, образуемых делительными окружностями, справедливо

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{2\pi r_{t_1}}{2\pi r_{t_2}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta_{1t}}{\operatorname{tg} \beta_{2t}} = i_{21} \frac{\operatorname{tg} \beta_{1t}}{\operatorname{tg} \beta_{2t}}.$$

Поскольку $\frac{S_1}{S_2} = i_{21}$, то $\frac{\operatorname{tg} \beta_{1t}}{\operatorname{tg} \beta_{2t}} = 1$.

т. е. на цилиндрах, образуемых делительными окружностями, углы подъема винтовой линии обоих роторов равны.

Определение профилей входного и выходного окон в корпусе компрессора. Оба окна, всасывающее и нагнетательное, расположены на торцовых плоскостях, а нагнетательное также и на цилиндрических поверхностях. У одного торца ротора располагается всасывающее окно, у второго торца размещено нагнетательное окно. Грань, которой оканчивается всасывающее окно, сходна по своему профилю с передней частью профиля заднего зуба. Отсоединение пространства между зубьями от всасывающего патрубка должно наступить в момент начала сжатия. Положение передней грани нагнетательного окна, профиль которой должен соответствовать задней части профиля зуба, должно быть таково, чтобы окно соединялось с простран-

ством между зубьями в момент, когда давление в этом пространстве достигнет расчетного.

Всасывающее окно. Для конструирования всасывающего и нагнетательного окон важно знать угол α начала всасывания и угол θ закрутки витков ротора. Для ведущего ротора угол α_1 определяется положением, при котором зуб ведомого ротора начинает входить в пространство между зубьями ведущего, т. е. когда начинается «зацепление» зуба ведущего ротора с зубом ведомого (рис. 68).

К углу β_{H1} начала «зацепления» добавляется угол между зубьями, отсюда имеем

$$\alpha_1 = \frac{360^\circ}{z_1} + \beta_{H1}.$$

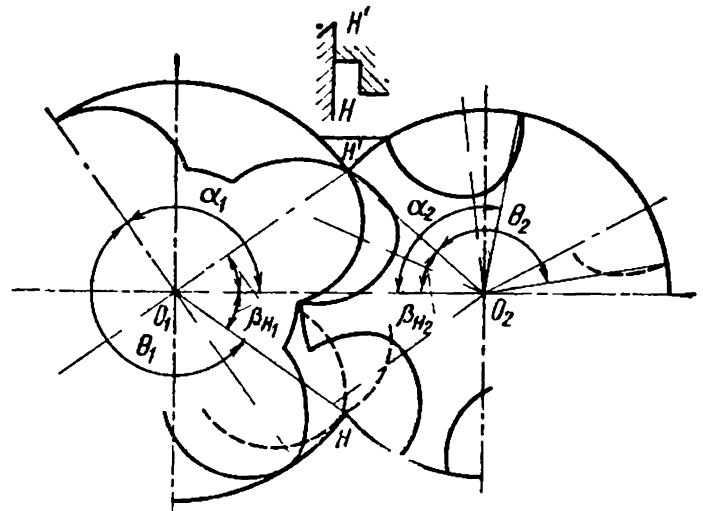


Рис 68. Схема взаимного расположения обоих роторов в начале сжатия

Для ведомого ротора справедливо (см. рис. 68)

$$\alpha_2 = \frac{360^\circ}{z_2} + \beta_{H2}.$$

Если плоскость, проходящая через грань H и ось O_1 , образует с плоскостью осей O_1O_2 угол β_{H1} , то угол закрутки витков

$$\theta_1 = 360^\circ - \alpha_1 - \beta_{H1} = 360^\circ - \frac{360^\circ}{z_1} - 2\beta_{H1}.$$

Угол θ_2 закрутки витков ведомого ротора определяется из уравнения (52).

В некоторых конструкциях для выравнивания давления перед сжатием в рабочих полостях в месте соприкосновения обоих цилиндров делают канал (см. рис. 68), перекрываемый перед началом сжатия цилиндрической поверхностью зуба ведомого ротора.

При описанном методе границы всасывающего окна определялись из предположения, что давление в пространстве между зубьями равно давлению во всасывающем патрубке. В действительности вследствие аэродинамических потерь давление в пространстве между зубьями ниже. Его можно несколько повысить более поздним отсоединением пространства между зубьями от всасывающего окна, т. е. поворотом грани, ограничивающей всасывающее окно, в направлении вращения ротора. Когда грань окна (рис. 69) повернется на угол β_n , «зацепление» обоих роторов произойдет только на длине $l_z = L \frac{\beta_n}{\theta}$, а уменьшение объема пространства между зубьями не составит, как

правило, и 1%. Увеличение времени всасывания дает лучшее наполнение пространства между зубьями. В этом пространстве произойдет также повышение давления относительно давления во всасывающей трубке за счет перехода кинетической энергии потока газа в трубопроводе в энергию давления. Отсечка пространства между зубьями от всасывающей полости должна осуществляться только после соединения межзубчатых про-

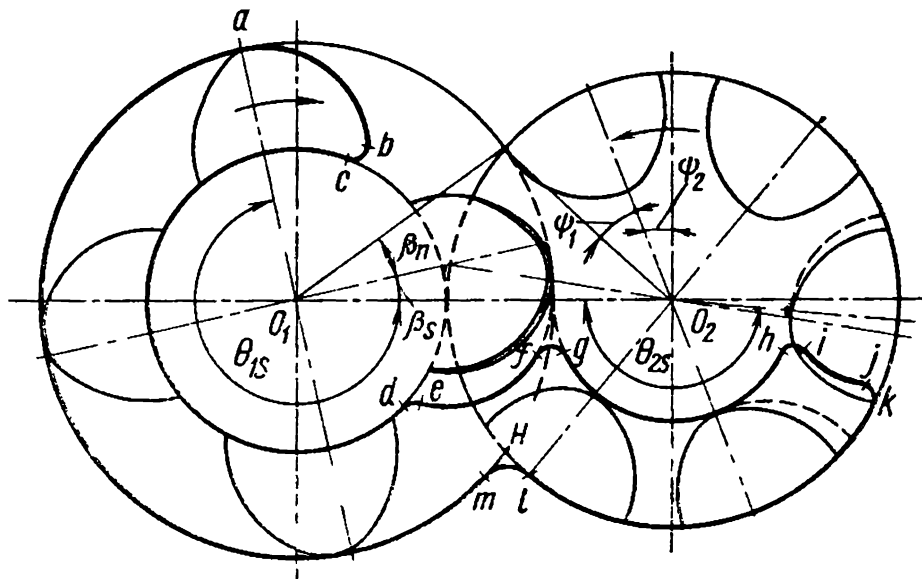


Рис. 69. Схема расположения всасывающего окна винтового компрессора

странств обоих роторов, чтобы не было потерь при соединении пространств, содержащих газ, с различными давлениями.

Угол β_s , при котором произойдет соединение пространств между зубьями обоих роторов, определяется из уравнения (см. рис. 69)

$$\begin{aligned} \beta_s &= \beta_{H1} - \frac{z_2}{z_1} \left(\frac{360^\circ}{z_2} - \psi_1 - \psi_2 \right) = \\ &= \beta_{H1} - \beta_n = \beta_{H1} - \frac{360^\circ}{z_1} + \frac{z_2}{z_1} (\psi_1 + \psi_2). \end{aligned}$$

Угол закрутки витка ведущего ротора будет

$$\theta_{1s} = 360^\circ - \frac{360^\circ}{z_1} - \beta_{H1} - \beta_{S1}$$

и ведомого ротора

$$\theta_{2s} = -\theta_{1s} \frac{z_1}{z_2}.$$

Выбором угла β_s дается также ограничение всасывающего окна гранью \widehat{ab} (см. рис. 69), соответствующей передней стороне зуба на торце ротора против всасывающего окна. После небольшого закругления окна по \widehat{bc} граница всасывающего окна проходит по окружности оснований зубьев ротора до точ-

ки d , где имеет место закругление до точки e , после которой грань окна вновь следует по профилю передней стороны зуба, который имеет в этом случае головку на линии центров O_1O_2 . Дальнейшим закруглением \widehat{fg} грань окна переходит на окружность оснований зубьев ведомого ротора и проходит по ней до точки h , из которой закругление \widehat{hi} перейдет на грань, соответствующую передней стороне профиля зуба ведомого ротора. Положение зубьев определим из условия, что пространство между зубьями должно быть замкнуто на переднем и на заднем торцах одновременно. На заднем торце это произойдет при переходе головки зуба через грань H' , соединяющую оба цилиндра; на переднем торце по отношению к всасывающему окну зуб будет повернут на угол θ_{2s} по направлению, противоположному вращению ротора. После дуги \widehat{ij} , соответствующей профилю зуба, грань окна перейдет через закругление \widehat{jk} на окружность вершин зубьев и отойдет от нее только в точке l и через небольшое закругление перейдет на окружность головок зубьев ведущего ротора в точке m . От этой точки и до точки a грань всасывающего окна проходит по окружности головок зубьев.

Для лучшей аэродинамики потока на всасывании на поверхностях цилиндров по контуру входного окна предусматриваются скосы. Для этой же цели служит закругление граней всасывающего окна на стороне входа.

Нагнетательное окно. Тогда как для всасывающего окна ограничивающая грань следует передней части профиля заднего зуба, у нагнетательного окна она соответствует задней части профиля переднего зуба в момент, когда давление в пространстве между зубьями достигло давления нагнетания. На рис. 70, *a* показано нагнетательное окно в поперечном и горизонтальном сечениях.

При угле, который образуется радиусом, проходящим через вершину a переднего зуба, и линией центров O_1O_2 в момент конца сжатия, задняя часть профиля зуба определяет грань нагнетательного окна.

В этот же момент передний зуб ведомого ротора определяет своей задней частью профиля ограничивающую окно линию \widehat{kl} на другой стороне нагнетательного окна. На цилиндрических поверхностях следуют грани окна \widehat{lm} и \widehat{an} по винтообразной линии вершин обоих зубьев. На контуре нагнетательного окна образован выступ в форме языка, ограниченного дугами \widehat{ef} и \widehat{gh} , который закрывает щель, возникающую из-за разрыва линии контактирования в конце периода нагнетания. Эта щель при отсутствии выступа соединила бы полость нагнетания с полостью всасывания. Дуги \widehat{ef} и \widehat{gh} являются частями

окружности вершин зубьев. Грань \widehat{fg} образуется при срезании по технологическим соображениям заостренной части выступа. Дуги \widehat{cd} и \widehat{ij} являются частями окружностей вершин зубьев; дуги \widehat{cb} , \widehat{de} , \widehat{hi} , \widehat{jk} — закругления.

Поскольку в цевочных зубьях линия контактирования не разрывается, при использовании зубьев указанного профиля

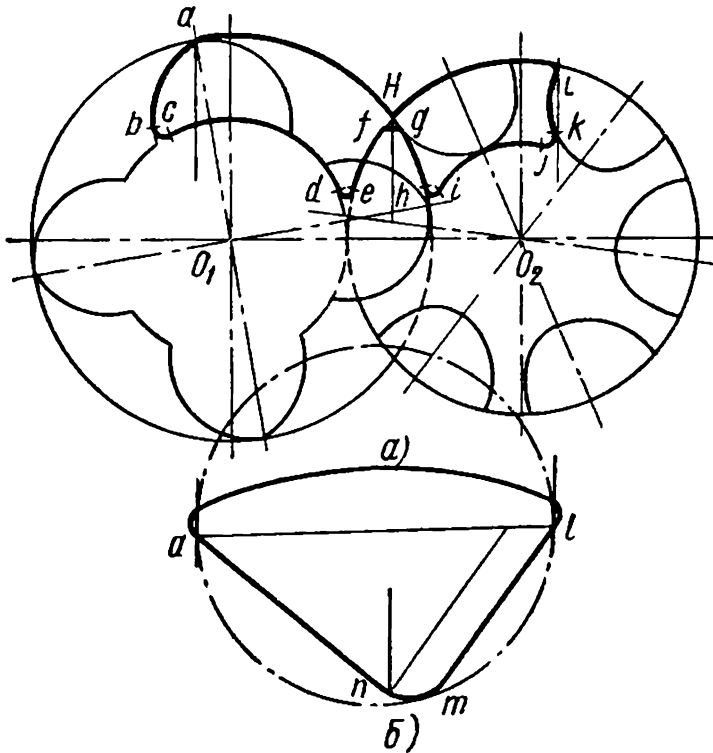


Рис. 70. Схема расположения нагнетательного окна винтового компрессора

необходимость в языке отпадает. Грани нагнетательного окна и торцовые грани зубьев имеют закругления, но меньшего радиуса, чем на стороне всасывания. Закругление большего радиуса желательно иметь между окружностью головок зубьев и задней боковой поверхностью зубьев ведомого ротора, поскольку при этом значительно снижаются аэродинамические потери. Недостатком нагнетательных окон, часть которых расположена на боковой поверхности корпуса (при проекции на плоскость осей обоих роторов эта

часть имеет форму треугольника), является то, что резкое соединение пространства между зубьями с нагнетательным патрубком в случае неравенства давлений в пространстве между зубьями и в нагнетательном патрубке создает удар, сопровождаемый шумом. Если нагнетательное окно имеет круглый профиль (см. рис. 70, б), оба пространства плавно соединяются и за счет дросселирования газа пульсация потока уменьшается.

Сжатие в винтовом компрессоре. Начало сжатия в винтовом компрессоре наступает в момент, когда зуб ведомого ротора начинает входить в пространство между зубьями ведущего ротора (см. рис. 68).

Зависимость объема двух смыкающихся пространств между зубьями от угла поворота φ ведущего ротора приведена на рис. 71. Обозначив площадь сечения пространства между зубьями ведущего и ведомого роторов соответственно A_1 и A_2 , получим в начале сжатия объем газа

$$V_1 = (A_1 + A_2)L. \quad (55)$$

Уменьшение объема V в процессе сжатия и нагнетания можно разделить на три этапа. Первый этап, начинающийся при угле β_{H1} , кончается при повороте ротора на угол α_1 , т. е. в момент, когда вершина зуба на торцевой плоскости повернется до плоскости осей O_1 и O_2 . Изменение объема V смыкающихся углублений между витками винтов обоих роторов пред-

ставлен отрезком кривой \widehat{ab} с увеличивающимся наклоном. На втором этапе, находя-

щемся между углами поворота α_1 и θ_1 ведущего ротора, наступает равномерное уменьшение объема V и его уменьшение пропорционально углу $\varphi - \alpha_1$. В третьем этапе, который наступает после поворота ротора на угол θ_1 , объем уменьшается уже не равномерно; с увеличением угла поворота уменьшение объема замедляется.

При достижении угла поворота $\theta_1 + \alpha_1$ пространство между зубьями V падает до нуля. Отрезки от 0 до α_1 и от θ_1 до $\theta_1 + \alpha_1$ имеют равную длину, поскольку соответствуют равным углам α_1 . Поскольку поворот витков по всей длине ротора одинаков, начальная кривая \widehat{ab} симметрична кривой \widehat{cd} относительно середины bc . Поэтому справедливо, что $\Delta V_{\widehat{ab}} = \Delta V_{\widehat{cd}}$. Уменьшение объема между углами α_1 и θ_1 определяется уравнением

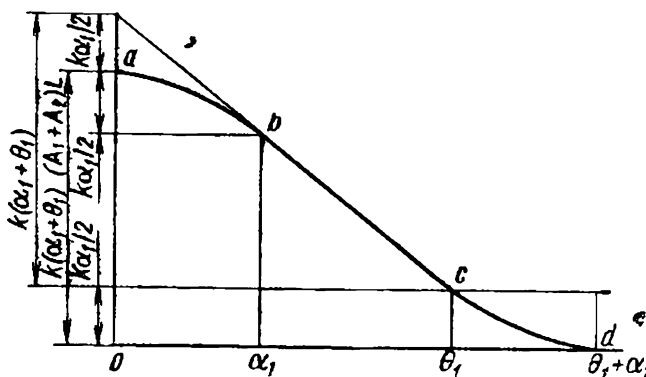


Рис. 71. Зависимость объема газа при сжатии от угла поворота ведущего ротора

$$\Delta V = k\Delta\varphi_1. \tag{56}$$

Для начального и конечного отрезков кривой справедливо

$$\Delta V_{\widehat{ab}} = \Delta V_{\widehat{cd}} = k \frac{\alpha_1}{2}. \tag{57}$$

Перенесем ось абсцисс вверх на величину $\Delta V_{\widehat{cd}}$ и продолжением отрезка bc до оси ординат получим точку пересечения с осью ординат

$$V_1 = k(\alpha_1 + \theta_1) = (A_1 + A_2) L$$

или

$$k = \frac{(A_1 + A_2) L}{\alpha_1 + \theta_1}. \tag{58}$$

Из уравнения политропы

$$V_2 = V_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} = k \left[\frac{\alpha_1}{2} + (\theta_1 - \varphi_{v1}) \right] \quad (59)$$

определим угол φ_{v1} , при котором должно произойти соединение пространства между зубьями, в котором находится сжатый газ, с нагнетательным окном. Указанный способ определения угла φ_{v1} однако справедлив при условии, что $\varphi_{v1} < \theta_1$. В винтовых компрессорах, работающих без подачи масла в полость ротора и со степенью повышения давления $\frac{P_2}{P_1} \leq 4$, это условие выполняется.

Факторы, учитываемые при выборе угла φ_{v1} :

а) мертвое пространство не влияет на процесс сжатия и поэтому не влияет на угол φ_{v1} ;

б) сопротивление при течении газа на всасывании снижает давление всасывания и поэтому увеличивает угол φ_{v1} при условии, если не происходит перенаполнения, вызванного пульсацией газа на всасывание;

в) в начале сжатия происходит нагревание газа от стенок, а при дальнейшем процессе сжатия и нагнетания газ охлаждается. Нагревание газа и охлаждение его в процессе сжатия в значительной степени взаимно компенсируются, так что в большинстве случаев нет необходимости их учитывать при определении угла φ_{v1} ;

г) потери от неплотностей; в начале сжатия газ перетекает из полости нагнетания в полость сжатия и повышает в ней давление; далее с увеличением давления утечка сжатого газа из полости сжатия превысит перетечку в эту полость; утечка из полости сжатия будет максимальной в конце сжатия. Потери от неплотностей в процессе сжатия существенно не влияют на определение угла φ_{v1} .

Экспериментальные данные, показывающие количественное влияние упомянутых факторов, отсутствуют. Можно, однако, предположить, что эти влияния не являются значительными и их можно учесть, несколько увеличив угол φ_{v1} , определенный из уравнения (59).

3. Методика расчета винтовых компрессоров

Теоретический всасываемый объем газа V_T определяется из уравнения

$$V_T = (A_1 + A_2) L z_1 n_1 \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (60)$$

где A_1 — площадь сечения, перпендикулярного оси ротора, между двумя зубьями ведущего ротора в м^2 ;
 A_2 — площадь сечения, перпендикулярного оси ротора, между двумя зубьями ведомого ротора в м^2 ;

L — длина винтовой части ротора (длина цилиндра) в м;

z_1 — число зубьев ведущего ротора;

n_1 — скорость вращения ведущего ротора в об/мин.

Для компрессоров, имеющих равные внешние диаметры D обоих роторов, можно, введя вспомогательные величины:

$$\sigma = \frac{A_1 + A_2}{D^2} \quad \text{и} \quad \theta' = \frac{L}{D},$$

получить уравнение (60) в виде

$$V_T = \sigma \theta' D^3 z_1 n_1 \text{ м}^3/\text{мин.} \quad (61)$$

Действительный всасываемый объем. Для того чтобы получить действительную производительность, определенную по параметрам газа в патрубке глушителя, расположенного на всасывании, необходимо теоретический всасываемый объем газа V_T умножить на коэффициент подачи λ , которым учитываются потери от неплотностей и гидравлические потери.

На рис. 72 показана зависимость коэффициента подачи одноступенчатого винтового компрессора от степени повышения давления и числа оборотов. Потери от неплотностей можно было бы подсчитать, пользуясь методикой, применяемой при расчете газодувок Рутса, но зависимость получается еще более сложная из-за переменного давления газа, находящегося в пространстве между зубьями, и переменной длины щели, через которую происходит утечка газа.

У компрессоров с циклоидальным профилем зуба имеется мертвое пространство, очень небольшое по сравнению с компрессорами других типов. При симметричном профиле циклоидального зуба мертвое пространство составляет примерно 1%, при асимметричном профиле — только около 0,5%, при цевочных зубьях мертвое пространство практически равно нулю.

В компрессорах, не имеющих смазки цилиндра, степень повышения давления невысокая, и поэтому расширение газа из мертвого пространства существенно не ухудшает коэффициента подачи. В компрессорах с внутренним охлаждением маслом, применяемых при высоких степенях повышения давления, мертвое пространство заполнено маслом, поэтому расширение газа

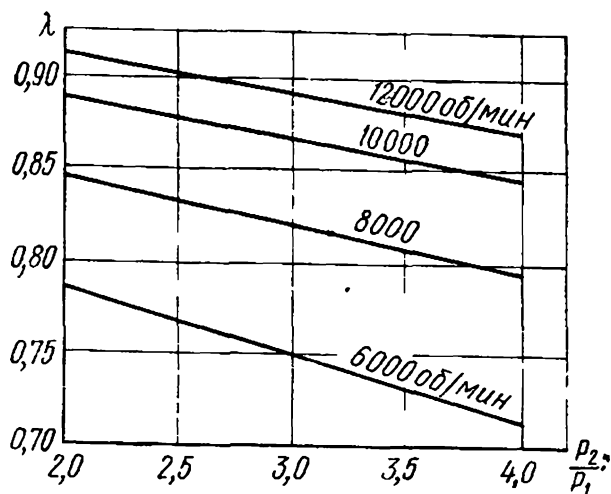


Рис. 72. Зависимость коэффициента подачи одноступенчатого компрессора производительностью по всасыванию $1600 \text{ м}^3/\text{ч}$ от степени повышения давления при разных скоростях вращения

из мертвого пространства еще меньше влияет на коэффициент подачи, чем в компрессорах, работающих без смазки. Всасывание с пульсацией давления и с большими скоростями во всасывающем трубопроводе вызывает повышение давления газа во всасывающем трубопроводе перед открытием всасывающего окна и подпор газа, который может при удачной конструкции быть столь значительным, что при невысоких степенях повышения давления величина коэффициента подачи может превысить 100%.

Часто при проектировании винтового компрессора окружную скорость $u = \frac{\pi D n}{60}$ принимают в зависимости от плотности всасываемого газа. Подставив значение окружной скорости в правую часть уравнения (61) и умножив полученное выражение на коэффициент подачи λ , получим уравнение для действительной производительности по всасыванию

$$V_{вс} = \frac{60 \sigma \theta' D^2 u z_1 \lambda}{\pi} \text{ м}^3/\text{мин.} \quad (62)$$

Мощность винтового компрессора. Винтовые компрессоры, как и пластинчатые, являются машинами с постоянной степенью повышения давления. Поэтому расчет их мощностей аналогичен. Из уравнения (20) определяют адиабатическую мощность; разделив ее на адиабатический к. п. д., находят действительную мощность

$$N_e = \frac{N_{ад}}{\gamma_{ад}} \text{ квт.}$$

Указанный способ расчета справедлив только в случае совпадения давления, достигнутого в компрессоре, с давлением в нагнетательном трубопроводе.

Если давление в нагнетательном трубопроводе ниже давления, достигнутого в компрессоре, адиабатическая мощность подсчитывается аналогично тому, как это сделано выше с применением уравнения (22), только показатель политропы заменяется показателем адиабаты. Та же замена проводится при использовании уравнения (23), если давление в нагнетательном трубопроводе выше давления в компрессоре в конце процесса сжатия. Делением полученной мощности на адиабатический к. п. д. определим действительную мощность.

4. Конструкции винтовых компрессоров

Как правило, оси обоих роторов винтовых компрессоров расположены в горизонтальной плоскости. Только у некоторых машин, служащих для наддува воздуха в двигатели, и у вакуум-насосов главным образом для уменьшения занимаемой площади роторы располагаются один над другим. Малые

и средние одноступенчатые компрессоры помимо синхронизирующих шестерен часто имеют повышающие редукторы, корпуса которых присоединяются фланцами к крышке цилиндра компрессора. Для средних и крупных одноступенчатых компрессоров целесообразно применять планетарные редукторы, имеющие малый вес и высокий к. п. д. Применение планетар-

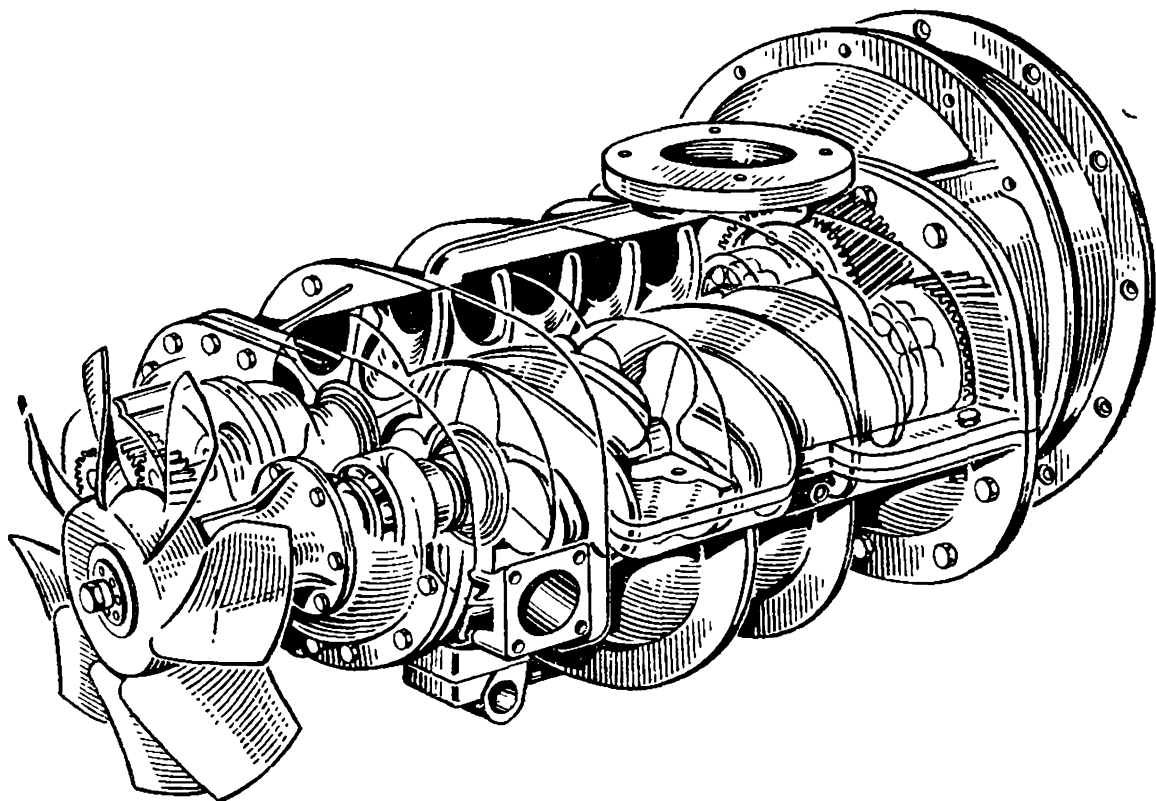


Рис. 73. Однокорпусный двухступенчатый компрессор (фирма Атлас Копко, Швеция)

ного редуктора в двухступенчатых винтовых компрессорах выгодно только в том случае, если обе ступени расположены одна за другой и лучше всего в одном корпусе компрессора. Благодаря однокорпусной конструкции двухступенчатого компрессора (рис. 73) значительно упрощается конструкция машины, исключаются четыре уплотнения вала, два осевых подшипника и другие детали. В некоторых конструкциях успешно применяются редукторы с цилиндрическими зубчатыми колесами, с двумя быстроходными валами, имеющими одинаковое число оборотов, и с одним валом, соединенным с двухполюсным или с четырехполюсным электродвигателем. Поскольку скорость вращения обеих ступеней крупных компрессоров совпадает со скоростью вращения электродвигателя, в ряде конструкций обе ступени компрессора присоединяют к двум противоположным концам вала электродвигателя.

В крупных машинах всасывающий патрубок обычно располагают наверху, а нагнетательный внизу, так как при этом

упрощаются трубопроводы, снижается нагрузка на радиальные подшипники, особенно у нагнетательного патрубка и значительно уменьшается шум в машинном зале благодаря расположению глушителя шума ниже пола машинного зала.

В небольших машинах в ряде случаев корпус компрессора непосредственно подсоединяется к корпусу редуктора.

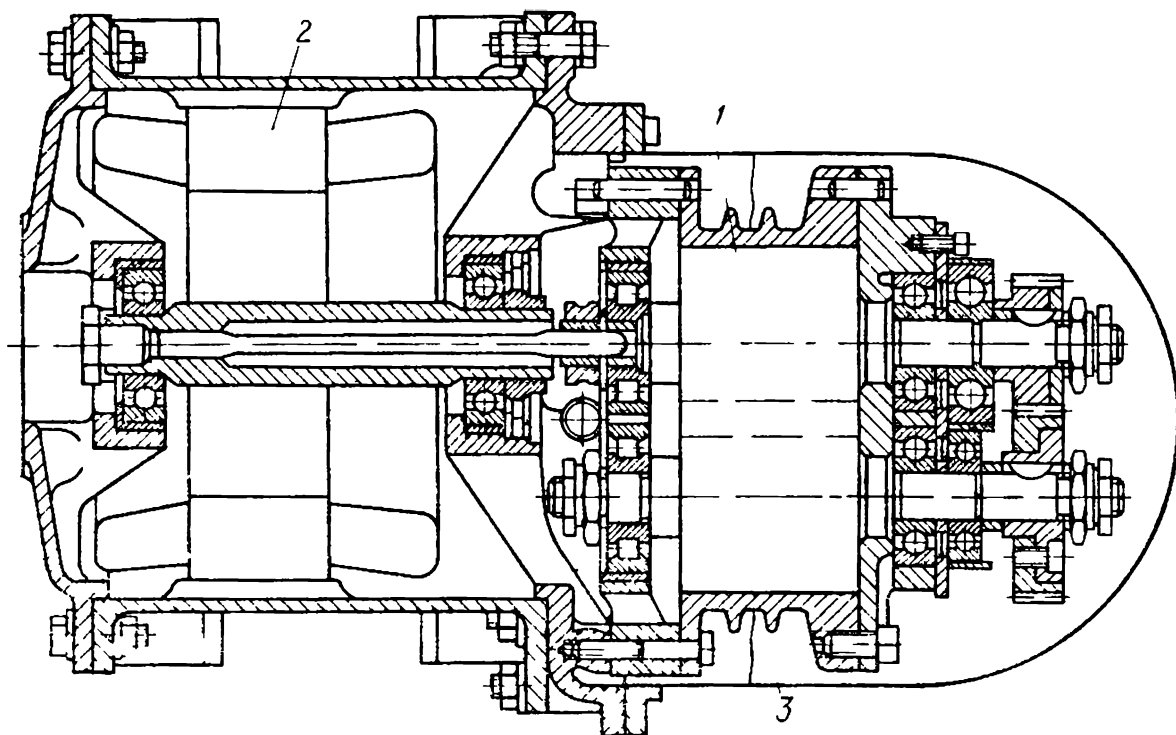


Рис. 74. Герметичный винтовой компрессор.

1 — ведущий ротор компрессора, 2 — ротор электродвигателя; 3 — герметичный кожух [32]

В последних конструкциях винтовых компрессоров оба ротора в большинстве случаев имеют одинаковые наружные диаметры.

Значительно упрощается конструкция компрессора при герметичном исполнении, когда компрессор и электродвигатель заключены в общий кожух (рис. 74). Особенно выгодно применение такой конструкции в самолетах, так как при высокой частоте тока (400 гц), обычной для авиации, можно соединять компрессор непосредственно с быстроходным электродвигателем.

Многие предприятия выпускают компрессорные агрегаты смонтированными на стальной раме, во внутренних полостях которой размещаются масляный холодильник с масляным насосом, баки, фильтры, глушители шума на всасывании или нагнетании, а в ряде случаев и промежуточный холодильник.

Крупные компрессоры устанавливаются на бетонных фундаментах или на стальных рамах.

5. Детали винтовых компрессоров

Детали винтовых компрессоров относительно просты, однако они требуют очень точной обработки.

Корпус компрессора. Корпус компрессора за редким исключением делают литым. Наиболее распространенным материалом является чугун со средними прочностными свойствами. В некоторых случаях для передвижных установок корпус отливается из легких сплавов с невысоким коэффициентом температурного расширения. При большом коэффициенте линейного расширения, учитывая неравномерный разогрев компрессора, могут сильно измениться монтажные зазоры.

Для работы компрессора очень важны расположение и форма всасывающего и нагнетательного окон. Форма канала, по которому газ подводится к всасывающему окну компрессора, должна быть такой, чтобы направление потока газа соответствовало бы направлению витков ротора. Всасывающее окно должно иметь максимальные размеры и располагаться таким образом, чтобы всасывание продолжалось возможно дольше. У малых и средних компрессоров корпус компрессора делается неразъемным, у больших машин он имеет разъем по плоскости осей обоих роторов. У небольших машин одна из крышек корпуса отливается вместе с корпусом.

В машинах низкого давления тепло от корпуса отводится в окружающую среду ребрами, отлитыми на корпусе. Во всех остальных случаях корпус компрессора отливается вместе с водяной рубашкой. В воздушных винтовых компрессорах скорость воздуха во всасывающем и нагнетательном патрубках принимается 28—30 м/сек.

Роторы. Роторы изготовляют из поковки или прутка проката совместно с валом. Для их изготовления применяется высококачественная углеродистая сталь. Роторы делают также из мелкозернистого чугуна, из чугуна с шарообразным графитом, из алюминиевых сплавов и из нержавеющей стали. В этих случаях роторы изготовляются отдельно от вала и насаживаются или напрессовываются на стальной вал. Посадка вала должна быть достаточно тугой, чтобы не произошло ослабление соединения, так как это может привести к тяжелой аварии машины. Во многих случаях стальной ротор приваривается к валу. При высоких степенях повышения давления ротор имеет внутреннее охлаждение маслом, которое подается через сверление в валу. Благодаря этому увеличивается коэффициент подачи компрессора.

Для улучшения уплотнения на торцовых плоскостях ротора и на наружных поверхностях вершин зубьев ротора делают уплотняющие пояски (рис. 75). Имеются роторы с уплотняющими поясками из мягкого железа или из пластических масс, запрессованными в канавки по наружному диаметру ротора, либо делают уплотняющие выступы насечкой металла

по обеим сторонам выступа, при этом ширина уплотняющих выступов обычно 0,3—0,6 мм, а высота — 0,6—0,8 мм. Против уплотняющего выступа одного ротора имеется канавка в другом роторе. Отношение $\theta' = \frac{L}{D}$ принимают в пределах от 1 до 2.

Очень длинные роторы имеют малую жесткость. Окружная скорость на ободу ротора зависит от степени повышения давле-

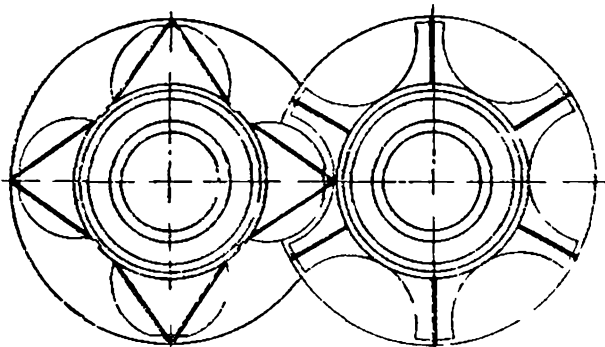


Рис. 75. Профили зубьев с уплотняющими поясками

ния, от высоты зуба и плотности сжимаемого газа.

На рис. 76 показана зависимость окружной скорости на ободу ведущего ротора воздушного компрессора от степени повышения давления при различной относительной высоте зуба [32]. Для газов с малой плотностью принимают окружную скорость выше, для газов с высокой плотностью — ниже. На валу ротора между уплотнениями и подшипником имеются маслоотражательные кольца, чтобы предохранить цилиндр от попадания масла из подшипника. Роторы балансируются статически и динамически, причем балансировка повторяется после монтажа на роторе синхронизирующей шестерни, дисков для опоры осевых подшипников и полумуфты. Ротор должен иметь максимальную жесткость, чтобы прогиб ротора не вызывал необходимости увеличения зазоров, снижающих коэффициент подачи и энергетические показатели компрессора.

Синхронизирующие шестерни. Синхронизирующие шестерни всегда имеют косые зубья с углом наклона, достигающим до 45° , чтобы, хотя бы частично, компенсировать осевую силу, действующую на ведущий ротор. Зубья закаленные и шлифованные или шевингованные с зазором между зубьями $0,0002 D_s$, где D_s — диаметр делительной окружности большего колеса. Окружная скорость шестерен достигает 60 м/сек. Поскольку зазор в зубчатом зацеплении должен быть меньше зазора в роторе, шестерни смазываются обильно, даже в том случае, если передают небольшую мощность. Этим достигается снижение износа

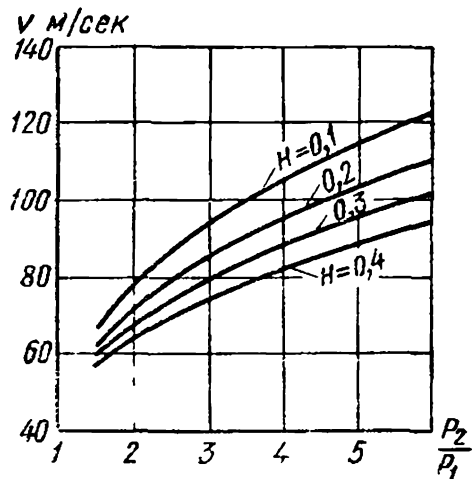


Рис. 76. Зависимость окружной скорости v на ободу главного ротора от степени повышения давления при различной высоте зуба H [32]

шестерен. Для достижения лучшего сопряжения обоих роторов шведская фирма Атлас Копко делает зубчатый венец синхронизирующей шестерни ведомого ротора из двух частей, взаимное смещение которых позволяет выбрать люфт в шестернях.

Подшипники. Подшипники качения применяются только у компрессоров низкого давления и вакуум-насосов, поскольку высокие числа оборотов и большая нагрузка на подшипники снижают долговечность подшипников качения у компрессоров, имеющих высокие перепады давления. При нагрузках, которые действуют на подшипники в этих машинах, более приемлемы подшипники скольжения. Учитывая значительные усилия, вызывающие изгиб ротора, расстояние между подшипниками должно быть минимальным. Во избежание задиров по краям подшипника, вызванных изгибом ротора, длина подшипника принимается сравнительно небольшой. Нагрузка, действующая на радиальные и осевые подшипники, обычно постоянная. Осевые подшипники, как правило, выполняются сегментными (рис. 77). Во избежание перекоса в осевом подшипнике обычно делают шаровую опору, позволяющую подшипнику самоустанавливаться.

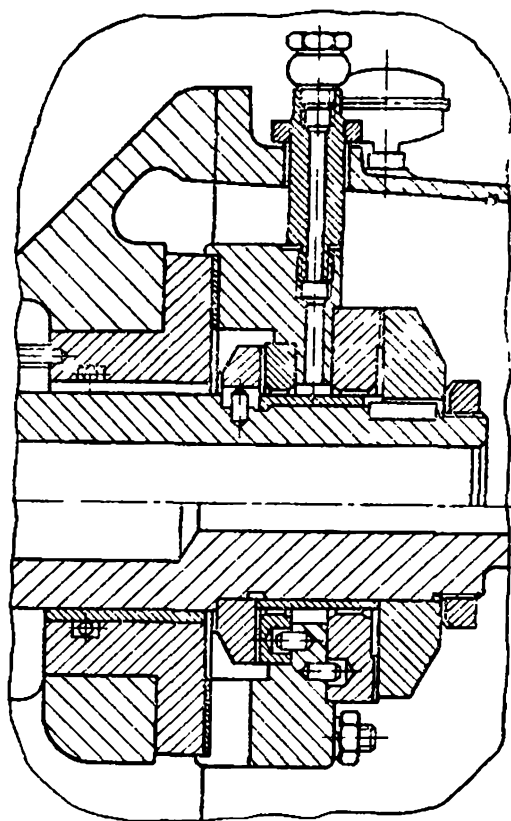


Рис. 77. Двусторонний сегментный осевой подшипник завода ЧКД (Прага)

Для получения масляного клина, по которому скользит сегмент подшипника, подшипник имеет осевой зазор 0,1—0,2 мм, что необходимо учитывать при выборе осевых зазоров роторов в корпусе компрессора.

В радиальных подшипниках хорошо зарекомендовали себя поверхности скольжения, получаемые «лимонной» шабровкой, форма которых подбирается согласно гидродинамической теории смазки. По данным фирмы Гутенхофнунгсхютте (ФРГ), изготовляющей винтовые компрессоры по лицензии фирмы Свенска Ротор Маскинер (Швеция), в ее компрессорах лучше всего работают трехслойные подшипники, которые представляют собой неразрезную стальную втулку, имеющую внутреннюю втулку из свинцовистой бронзы, покрытой тонким слоем баббита. Сильное выделение тепла в подшипниках требует наличия холодильника в масляной системе. Во избежание износа подшипников, что привело бы к нарушению зазоров в роторе и к аварии компрессора, следует в масляной системе тща-

тельно отфильтровывать масло и магнитом улавливать продукты износа.

При обеспечении хорошего охлаждения подшипника рекомендуется [31] радиальный зазор в подшипниках скольжения принимать в пределах $(0,001—0,002) d$, где d — диаметр подшипника.

Уплотнения. Вследствие большой скорости вращения к уплотнениям винтовых компрессоров предъявляются повышенные требования. При конструировании уплотнений следует учитывать необходимость предохранить цилиндр компрессора от попадания в него масла из подшипников. Это исключает часто применяемое в других конструкциях масло как жидкость, обеспечивающую герметичность уплотнения. Применяются уплотнения, работающие без смазки — самосмазывающиеся графитовые кольца или лабиринтные уплотнения.

Фирма Демаг (ФРГ) устанавливает на своих винтовых компрессорах лабиринтные уплотнения из той же нержавеющей стали, из которой сделан и вал. При сжатии взрывоопасных или токсичных газов к камере (фонарю), расположенной в середине уплотнения, подсоединяется отсасывающий трубопровод или подводится инертный газ. Ряд других предприятий изготавливает внешние уплотнения с разрезными графитовыми кольцами, в канавки их входят лабиринтные ножи, которые получены механической обработкой вала.

Применяются также уплотнения, состоящие из неразрезных графитовых колец; такие уплотнения получают короче лабиринтных и называются камерными. Уплотнение имеет от 4 до 6 камер и разделено фонарем на две части: внутреннюю и внешнюю. Фонарь для отвода проникающего в него газа соединяется или со всасыванием, или с трубой, отводящей газ на крышу помещения. В некоторых случаях в фонарь подводится инертный газ для отделения газового пространства от окружающей среды.

После эксплуатации в течение 5 месяцев двухступенчатого компрессора фирмы Гутенхофнунгсхютте (ФРГ) производительностью $10000 \text{ м}^3/\text{ч}$ коксового газа и давлением $1,05 \text{ Мн}/\text{м}^2$ ($10,5 \text{ ат}$) была измерена утечка газа через все восемь уплотнений; она составила $0,025\%$ производительности.

При конструировании уплотнения необходимо иметь в виду, что и на нагнетательной стороне уплотнение не находится под полным давлением нагнетания, поскольку пространство перед уплотнением соединено с одной стороны с нагнетательным патрубком, а с другой — с впадинами между зубьями, в которых находится газ под давлением всасывания. Действительное давление газа перед уплотнением составляет от $0,55$ до $0,6$ суммы давлений на нагнетании и всасывании.

Торсионные валы. Ведущий ротор имеет привод от быстроходного вала редуктора или от электродвигателя, как пра-

вило, через торсионный вал небольшого диаметра. Этот вал устанавливается для предохранения редуктора или муфты от торсионных колебаний. Соединение между валом ротора и редуктором или между валом и полумуфтой шлицевое.

Глушители шума. Большим препятствием для использования крупных винтовых компрессоров является шум, издаваемый ими при работе. Конструкция ротора, всасывающего и нагнетательного окон, установка глушителей на всасывающем и нагнетательном патрубках и общая компоновка могут значительно снижать шум, который неприятен главным образом вследствие высокой частоты 200—2000 гц, что определяется числом зубьев и скоростью вращения ротора. Кроме этих частот, имеется шум более высоких частот, который, однако, значительно менее интенсивен.

Шум от винтовых компрессоров лучше всего гасится в комбинированных поглощающего типа и резонансных глушителях, отрегулированных на наиболее интенсивную часть спектра шума. У больших винтовых компрессоров с низкими частотами шума размеры глушителей очень большие относительно габаритов машины из-за необходимости устанавливать толстый слой изолирующего материала.

6. Регулирование винтовых компрессоров

Регулирование производительности винтовых компрессоров осуществляется пятью способами, и выбор способа зависит в первую очередь от вида привода компрессора.

Регулирование изменением скорости вращения применяется для компрессоров, имеющих привод от газовой или паровой турбин или от двигателя внутреннего сгорания, преимущественно от двигателя дизеля. Во всех этих случаях возможно плавное регулирование скорости вращения в достаточно широком диапазоне. В случае привода от трехфазного электродвигателя возможно ступенчатое регулирование, если применяется электродвигатель с меняющимся числом полюсов. Для регулирования винтовых компрессоров изменением скорости вращения характерно пологое изменение адиабатического к. п. д. с изменением в широком диапазоне скорости вращения, поскольку относительный рост потерь от неплотности при падении скорости вращения в значительной степени компенсируется уменьшением гидродинамических потерь (рис. 78).

Регулирование остановками и пусками применяется у малых компрессоров, имеющих привод от электродвигателей с короткозамкнутым ротором. Компрессор нельзя пускать чаще чем 15 раз в час, и поэтому компрессорная станция должна иметь большой ресивер, объем которого подсчитывается по уравнению, приведенному на стр. 25.

Мотор компрессора останавливается и пускается автоматическим регулятором давления. Быстрые изменения температур отдельных частей компрессора, возникающие при частых пусках и остановках, требуют увеличенных зазоров, что нежелательно.

Регулирование закрытием всасывающего патрубка. Этот способ регулирования очень часто применяется для компрессоров средней производительности. При превышении в нагнетательном трубопроводе

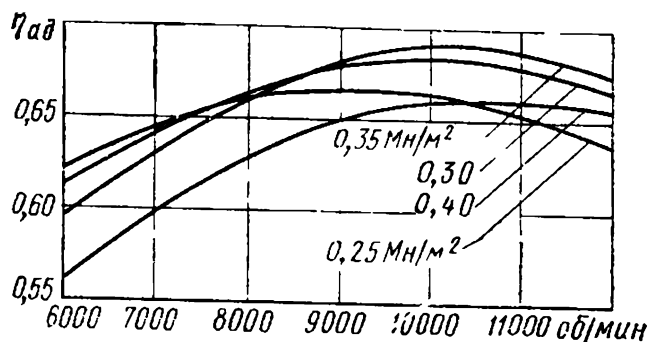


Рис. 78. Зависимость адиабатического к. п. д. от скорости вращения винтового компрессора производительностью по всасыванию $1600 \text{ м}^3/\text{ч}$

установленного давления (или при падении давления во всасывающем трубопроводе ниже границы, определяемой допустимой температурой кипения для холодильных компрессоров) открывается перепускной клапан, соединяющий нагнетательный патрубок со всасывающим (или с атмосферой — для воздушных компрессоров), и одновременно закрывается

клапан на всасывающем трубопроводе. Поскольку в нагнетательном трубопроводе установлен обратный клапан, давление за компрессором упадет до давления всасывания (или соответственно до атмосферного давления), и компрессор начнет работать в режиме, описанном на стр. 25 (см. также рис. 20), для пластинчатых компрессоров.

Компрессорная станция должна иметь при этом способе регулирования ресивер, объем которого значительно меньше объема, требуемого при регулировании остановками и пусками, поскольку количество включений регулирования может быть значительно большим. Схема двухступенчатого компрессора с регулированием закрытием всасывания дана на рис. 79 (фирма Гутенхофнунгсхютте (ФРГ)). В холодильных винтовых компрессорах для изменения производительности в небольших пределах применяется также регулирование дросселированием на всасывании, комбинированное с регулированием скорости вращения с помощью двухскоростного электродвигателя, что дает значительный экономический эффект.

Регулирование перепускным клапаном. На корпусе компрессора устанавливается перепускной клапан, соединенный со всасыванием; этот клапан дает возможность сбросить часть газа из компрессора еще до начала процесса сжатия. Этим способом можно снизить производительность компрессора до 40%.

Регулирование дросселированием газа с нагнетания на всасывание. Вследствие того, что этот способ регулирования экономически невыгоден, дросселирование газа с нагнетания на всасывание применяется только в случаях, когда система регулирования включается очень редко или когда другие способы регулирования неприемлемы; например, применение регулирования перекрытием всасывания, когда давление в машине падает ниже атмосферного, может привести к образованию взрывоопасной смеси сжимаемого газа и воздуха, проникающего в компрессор вследствие возможной негерметичности машины. При этом способе регулирования перепускаемый газ должен охлаждаться.

Существуют и другие способы регулирования винтовых компрессоров, как, например, смещением грани всасывающего окна против направления движения ротора, чем уменьшается всасываемое количество газа, но этот способ применяется редко.

7. Автоматика винтовых компрессоров

Несмотря на небольшой вес и малые размеры винтового компрессора, некоторые детали его работают в очень напряженных условиях, как, например, подшипники и уплотнения.

Для достижения высокой экономичности необходимо иметь минимальные эксплуатационные зазоры в роторе. Эти зазоры в значительной степени определяют надежность работы машины. Поэтому надежность работы винтовых машин в большей степени, чем у других типов компрессоров, зависит от автоматики.

Разгрузка электродвигателя при пуске достигается предохранительным устройством, которое, как, например, в ком-

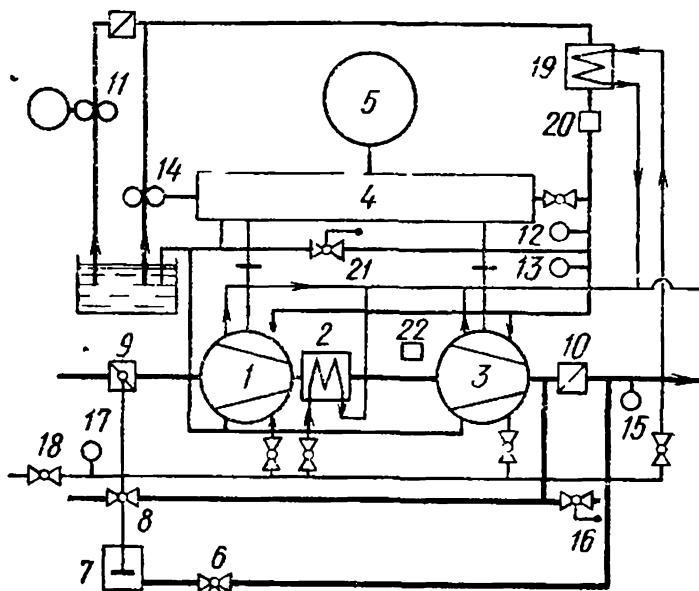


Рис. 79. Схема двухступенчатого винтового компрессора с регулированием закрытием всасывания (фирма Гутенхофнунгсхютте, ФРГ):

1 — ступень низкого давления винтового компрессора, 2 — промежуточный холодильник; 3 — ступень высокого давления; 4 — редуктор; 5 — электродвигатель; 6 — электромагнитный трехходовой клапан; 7 — поршень привода вентиля сброса газа; 8 — вентиль сброса газа; 9 — клапан, закрывающий всасывающий патрубок; 10 — обратный клапан; 11 — вспомогательный масляный насос; 12 и 13 — первое и второе реле контроля давления масла; 14 — главный масляный насос; 15 — реле контроля давления газа; 16 — предохранительный клапан на газовом тракте; 17 — реле контроля давления воды; 18 — вентиль на линии охлаждающей воды; 19 — масляный холодильник; 20 — масляный фильтр; 21 — предохранительный клапан на масляном трубопроводе; 22 — термореле

прессорах фирмы Гутенхофнунгсхютте (ФРГ), воздействует на трехходовый электромагнитный клапан (см. рис. 79).

До момента включения тока клапан 6 обеспечивает доступ сжатого газа к поршню 7, открывающему предохранительный клапан 8, установленный на нагнетательном трубопроводе, и к перекрывающему всасывающий патрубок клапану 9. После пуска главного электродвигателя автоматическим реле через 10—15 сек подается напряжение на катушку электромагнитного клапана 6, который перекрывает доступ сжатого газа к поршню 7 и выпускает сжатый газ, действующий на поршень. Вследствие этого откроется клапан 9 на всасывающем патрубке и закроется предохранительный клапан 8. Тогда компрессор начнет подавать сжатый газ через обратный клапан 10 в нагнетательный трубопровод.

Защита подшипников от задира при пуске компрессора осуществляется вспомогательным масляным насосом 11 с автономным электродвигателем. Только после его пуска и по достижении заданного давления масла первое реле давления 12 выключит блокирующее устройство, предохраняющее от пуска главный электродвигатель компрессора. Только тогда, когда главный масляный насос 14, расположенный на корпусе редуктора, поднимет давление масла до рабочего давления, второе реле давления 13 отключит вспомогательный масляный насос. Если по какой-либо причине давление масла упадет, второе реле 13 мгновенно включит световую и звуковую сигнализацию и введет в действие вспомогательный масляный насос. Такое падение давления масла происходит и при выбеге машины после отключения машины от сети; без вспомогательного масляного насоса могла бы произойти авария сильно нагруженных подшипников компрессора.

Если в период работы компрессора, несмотря на включение вспомогательного масляного насоса, давление масла падает, первое реле 12 выключит главный электродвигатель.

Имеется еще реле давления, которое воздействует на блокирующее устройство главного электродвигателя; пуск двигателя возможен только после пуска охлаждающей воды в компрессор. Если давление воды во время работы упадет — реле воды выключит главный электродвигатель и даст световой сигнал тревоги. Каждое отключение тока от главного электродвигателя означает отключение тока и от электромагнитного клапана 6, который при отключении тока открывает проход сжатого газа на поршень 7, воздействующий на предохранительный клапан 8 и клапан 9, закрывающий всасывающий патрубок, поэтому компрессор будет разгружен при последующем пуске. Защита от превышения давления нагнетания сверх допустимого осуществляется реле давления газа 15, которое отключает ток от электромагнитного клапана 6, действующего на клапан 8. Дальнейшая защита осуществляется

предохранительным клапаном 16, установленным обычно перед обратным клапаном 10. Некоторые предприятия, изготавливающие винтовые компрессоры, устанавливают датчик термореле на нагнетательном или промежуточном, между ступенями, трубопроводе; эти датчики останавливают компрессор при превышении температуры газа сверх допустимой, вследствие повышения температуры газа на всасывании, при недостатке охлаждающей воды или при загрязнении холодильника.

Как и в компрессорах других типов, агрегат имеет защиту электродвигателя от перегрузки.

8. Внутреннее охлаждение винтовых компрессоров

Сжатый газ, полученный в винтовых компрессорах, работающих без подачи масла в цилиндр, не загрязнен маслом, что является в ряде случаев исключительно ценным. С другой стороны, винтовые компрессоры, работающие без подачи масла в цилиндр, имеют большие потери из-за внутренних протеканий газа, вследствие чего они применяются до степени повышения давления в одной ступени 4. Условный показатель политропы сжатия у этих машин выше показателя адиабаты.

Потери от неплотности особенно отрицательно влияют на работу винтовых вакуум-насосов. Фирма Ингерсол-Ранд (США) при остаточном давлении ниже 465 мм рт. ст. впрыскивает в цилиндр воду в количестве до 12 л на 100 м³ всасываемого газа. Благодаря впрыску воды уменьшаются протечки и повышается производительность и достигается более глубокий вакуум. Остаточное давление, достигаемое в одноступенчатых винтовых вакуум-насосах, равно 200 мм рт. ст., в двухступенчатых — 100 мм рт. ст. При неглубоком вакууме нет необходимости во впрыске воды. Протечки можно еще более значительно сократить впрыском в рабочее пространство цилиндра вместо воды масла. Поскольку при этом допускается соприкосновение обоих роторов, отпадает необходимость в синхронизирующих шестернях, производство которых, учитывая необходимую высокую точность изготовления, стоит довольно дорого. Увеличение подачи масла выше количества, необходимого для уплотнения и смазки, дает возможность эффективно отводить тепло сжатия от газа. Внутреннее охлаждение маслом и хорошее уплотнение ротора делают экономически целесообразной эксплуатацию компрессоров с впрыском масла при степени повышения давления до 9 (в отдельных случаях даже до 17) в одной ступени.

Компрессоры с внутренним охлаждением впрыском масла проще по конструкции, так как в ряде случаев становится возможным применение одноступенчатой машины взамен двухступенчатой, работающей без впрыска масла. При этом, оче-

видно, отпадает вторая ступень и промежуточный холодильник. Обильная смазка ротора делает возможным непосредственное соприкосновение зубьев, при этом необходимость в синхронизирующих шестернях отпадает. Эта конструкция, наряду с уменьшением числа наиболее точных деталей (роторы, их подшипники и уплотнения), с другой стороны, требует установки за компрессором маслоотделителя и тонкого фильтра

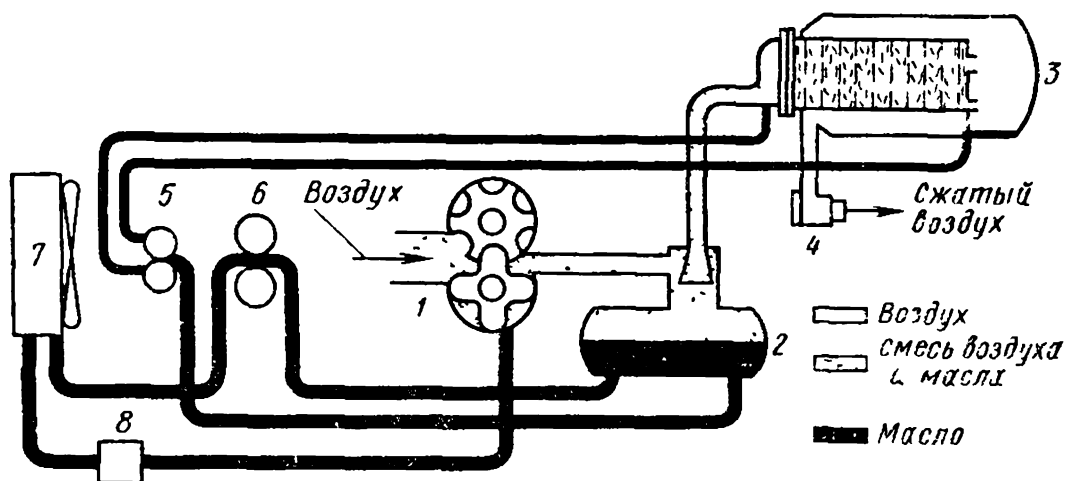


Рис. 80. Схема циркуляции масла в одноступенчатом винтовом компрессоре с внутренним охлаждением со степенью повышения давления 9 и с воздушным охлаждением:

1 — компрессор; 2 — маслоотделитель и сборник масла; 3 — ресивер с фильтром на линии сжатого воздуха; 4 — регулятор скорости вращения, действующий от сжатого воздуха; 5 и 6 — масляные насосы, 7 — масляный холодильник, охлаждаемый воздухом; 8 — масляный фильтр

для удаления масла из сжатого газа (рис. 80). Помимо этого для охлаждения циркулирующего масла требуется масляный холодильник, который устанавливается между маслоотделителем и компрессором. При наличии масла в цилиндре компрессора при высоких скоростях вращения возникают значительные гидравлические потери, которые могут быть больше потерь от перетекания у машин, работающих без подачи масла в цилиндр. С учетом гидравлических потерь окружная скорость ротора компрессора, охлаждаемого маслом, не превышает 30—40 м/сек. Невысокие скорости вращения ротора вследствие такой окружной скорости дают возможность во многих случаях непосредственно соединить двигатель и компрессор и исключить редуктор. Это снижает стоимость изготовления, улучшает надежность компрессорного агрегата и сокращает сроки производства. Низкие скорости вращения вала позволяют использовать подшипники качения. Применение подшипников качения уменьшает трудоемкость изготовления компрессора и сокращает длину вала ротора, что крайне желательно для уменьшения прогиба ротора при нагрузке.

Относительно невысокие обороты винтовых компрессоров с впрыском масла приводят к уменьшению шума машины.

При охлаждении сжатого газа непосредственно за компрессором (что обеспечивает лучшее отделение масла) газ не должен охлаждаться ниже точки росы, так как сконденсированная влага снижала бы качество масла.

Наиболее выгодным местом распыливания масла (что необходимо для получения большой поверхности соприкосновения масла и газа) является начало соединения обоих пространств между зубьями роторов.

Экономически целесообразно применять компрессоры, работающие без смазки цилиндра при производительностях по всасыванию 3000—36 000 $m^3/ч$.

Для компрессоров с внутренним охлаждением маслом нижняя граница производительности 200 $m^3/ч$, верхняя — 1000—1500 $m^3/ч$.

Винтовые компрессоры с внутренним охлаждением применяются в первую очередь в передвижных компрессорных установках, где необходимо иметь агрегат большой производительности, приемлемых габаритов и допустимого веса. Обычный привод передвижных установок — двигатель дизеля наиболее выгоден для винтовых компрессоров с внутренним охлаждением, поскольку допускает регулирование производительности изменением скорости вращения. Такое регулирование не вызывает опасности столь низкого охлаждения машины и масла, которое могло бы привести к конденсации влаги из сжимаемого газа. Невысокая температура воздуха, нагнетаемого этими установками с внутренним охлаждением, увеличивает в значительной степени долговечность шлангов, которыми пневматические инструменты подсоединяются к компрессорной установке.

Винтовые компрессоры с внутренним охлаждением впрыском масла имеют небольшие размеры, что позволяет разместить эти машины непосредственно на картере двигателя. Это упрощает монтаж.

При правильном выборе масла для внутреннего охлаждения замену масла можно проводить через 3500 ч эксплуатации компрессора.

Компрессорная станция со стационарными ротационными компрессорами и с компрессорами других типов включает: здание, фундамент, всасывающий фильтр, всасывающие трубопроводы, собственно компрессор с приводом, концевой холодильник, маслоотделитель, ресивер и в ряде случаев подъемный кран, а также другое оборудование. Для ротационных компрессоров разных типов перечисленные выше части компрессорной станции имеют различную значимость; в отдельных случаях некоторые из них отсутствуют.

1. Особенности станций с ротационными компрессорами

Необходимо отметить, что вследствие небольших размеров ротационных компрессоров оснащенные ими компрессорные станции имеют значительно меньшую площадь и высоту, чем при применении компрессоров других типов. Ротационные компрессоры требуют также фундаменты минимального веса и поэтому имеются компрессорные станции, расположенные в верхних этажах зданий, например холодильников.

В ротационных компрессорах разных типов предъявляются неодинаковые требования к чистоте сжимаемых газов. В то время как для пластинчатых компрессоров требования к очистке газа от пыли исключительно высоки, для газодувок Рутса, винтовых компрессоров, работающих без смазки, и для водокольцевых компрессоров наличие даже значительного количества пыли в газе практически не влияет на долговечность работы машины. Непрерывность всасывания и нагнетание с очень небольшой пульсацией допускают применение фильтров и трубопроводов небольших размеров.

Водокольцевые компрессоры и некоторые компрессоры с внутренним охлаждением маслом работают без концевого холодильника. Для ротационных компрессоров всех остальных типов, работающих при степенях повышения давления выше 2,5, концевой холодильник необходим. Часто показатель политропы сжатия у этих ротационных компрессоров выше показателя адиабаты. Поэтому при высоких конечных температурах сжатия возникают условия для использования тепла сжатия для нагрева воды, например, в шахтах для отопления зданий или для

душевых либо (если потребитель сжатого воздуха находится вблизи компрессорной станции) для повторного нагрева воздуха, который за компрессором был охлажден для отделения из него влаги и масла. Таким образом можно использовать до 40, а в некоторых случаях и до 60% энергии, необходимой для привода компрессора.

Поскольку в ротационных компрессорах нет значительной пульсации в нагнетательном трубопроводе, при равномерном отборе газа ресивер не требуется.

Во многих случаях необходимо устанавливать в нагнетательном трубопроводе обратный клапан, который предохраняет компрессор от вращения в обратную сторону при остановке машин. Между ротационным компрессором и обратным клапаном (который случайно может быть установлен в обратном направлении) или перед запорным органом в нагнетательном трубопроводе необходимо установить предохранительный клапан. Подробнее о его выборе и расчете см. в работе [1].

Асинхронные электродвигатели применяются почти исключительно для привода стационарных ротационных компрессоров. Синхронные электродвигатели, паровые или газовые турбины применяются главным образом для привода винтовых компрессоров. Для предупреждения быстрого увеличения тока в сети при пуске электродвигателя с короткозамкнутым ротором были разработаны двигатели с пусковой обмоткой, которые в сущности представляют собой два электродвигателя в общем корпусе и с общим валом. При четырехполюсной конструкции можно подключать прямо в сеть в момент пуска только первый двигатель, а второй по достижении 1100 об/мин будет пущен с переключением со звезды на треугольник. Таким образом, возникнут три пусковых пика тока, но каждый из них будет значительно меньше, чем пик тока при пуске компрессора, снабженного электродвигателем с короткозамкнутым ротором.

Относительно малая масса ротора и остальных движущихся частей компрессора обеспечивает легкий пуск этих машин, что важно при автоматическом пуске. Небольшие массы основных деталей ротационных компрессоров требуют лишь несложных подъемных сооружений. Это снижает капитальные вложения и сокращает сроки монтажа.

Возможность ротационных компрессоров сжимать большие объемы газов и паров при небольших собственных размерах и невысокий к. п. д. у них при сжатии газов до высоких давлений привели к созданию комбинированных машин. Газ, предварительно сжатый в ротационном компрессоре, поступает в компрессор с возвратно-поступательным движением поршня. Очень часто такая комбинация двух типов компрессоров применяется в холодильной технике при низких температурах кипения. В качестве ступени низкого давления, отсасывающей пар из испарителя, хорошо зарекомендовали себя ротацион-

ные, например пластинчатые, компрессоры, которые нагнетают пар в емкость среднего давления, откуда пар всасывается компрессором с возвратно-поступательным движением поршня.

2. Станции, оснащенные вакуум-насосами

Очень часто в вакуумных установках применяются ротационные вакуум-насосы. Ротационные вакуум-насосы являются частью установки для вакуумирования, причем помимо

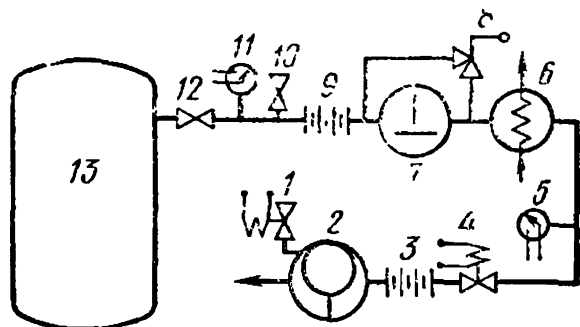


Рис. 81. Вакуум-насос типа Рутса с форвакуумным масляным насосом: 1 — автоматический продувочный клапан, 2 — одно- или двухступенчатый масляный вакуум-насос, 3 и 9 — упругие сильфоны; 4 — электромагнитный клапан, 5 — реле давления, воздействующее на клапан 1; 6 — конденсатор; 7 — двухроторный вакуум-насос, 8 — перепускной вентиль; 10 — вентиль, соединяющий с атмосферой; 11 — реле давления, 12 — запорный вентиль; 13 — вакуумируемый аппарат

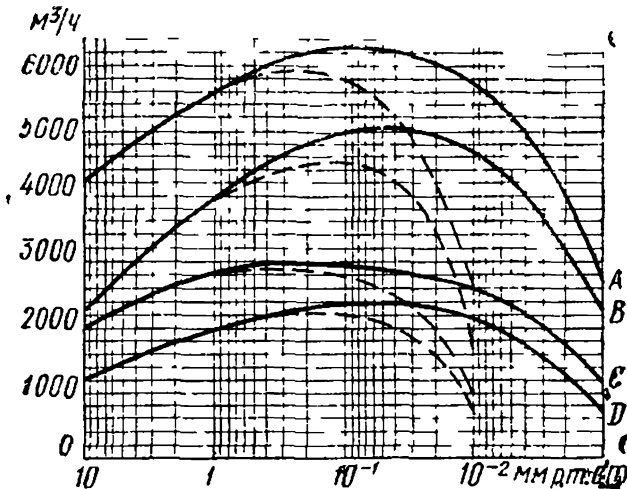


Рис. 82. Зависимость производительности вакуумной установки от достигнутого остаточного давления при комбинации масляных и двухроторных вакуум-насосов фирмы А. Пфейфер-Ветцлар (штриховые линии показывают зависимость при использовании газового балласта у форвакуумного насоса):

первой ступени второй ступенью для достижения более глубокого вакуума может быть также ротационный вакуум-насос, хотя часто и насос другого типа (диффузионный или эжекторный). Чаще всего в этой комбинированной установке применяются в качестве ступени, нагнетающей в атмосферу (форвакуумный насос), масляные вакуум-насосы пластинчатые или с катящимся ротором (часто с газовым балластом).

| Кривая | Тип пластинчатого вакуум-насоса | Форвакуумный насос | |
|--------|---------------------------------|--------------------|---------------------------------------|
| | | Тип | Номинальная производительность в м³/ч |
| A | МТР-35 | 2×КА 300 | 600 |
| B | МТР-35 | КА 300 | 300 |
| C | МТР-25 | КА 300 | 300 |
| D | МТР-26 | КА 150 | 150 |

В качестве вакуум-насоса для получения глубокого вакуума в многоступенчатых установках может быть использован двухроторный или диффузионный вакуум-насос. На рис. 81 показана схема установки для получения глубокого вакуума. На рис. 82 показана зависимость производительности установки от остаточного давления.

Начинается вакуумирование только масляным вакуум-насосом 2. После снижения давления до 20 мм рт. ст. реле давления 11 включит вакуум-насос 7. Если установлен перепуск-

120

ной вентиль, то двухроторный вакуум-насос может быть пущен одновременно с насосом 2, так как перепускной вентиль не

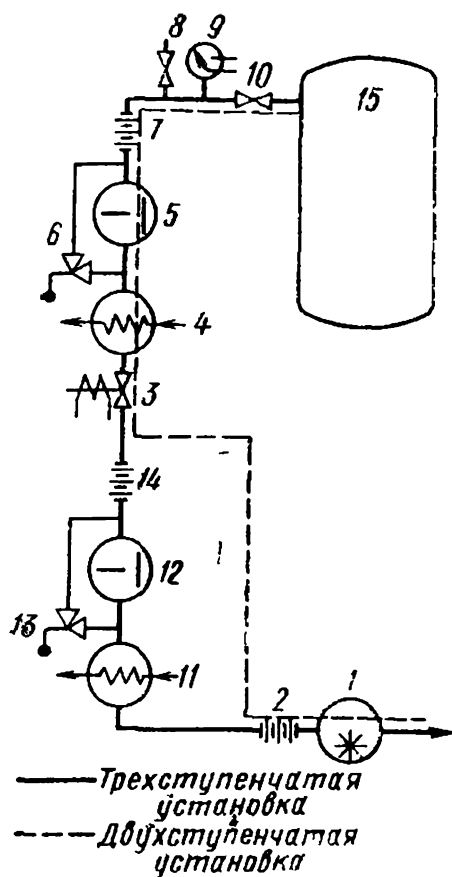


Рис 83. Вакуум-насосы Рутса и форвакуумный водокольцевой насос:

1 — водокольцевой вакуум-насос; 2, 7, 14 — упругие сильфоны; 3 — электромагнитный клапан; 4, 11 — конденсаторы; 5, 12 — двухроторные вакуум-насосы, 6, 13 — перепускные клапаны; 8 — вентиль для соединения с атмосферой, 9 — реле давления, 10 — запорный вентиль; 15 — вакуумируемый сосуд

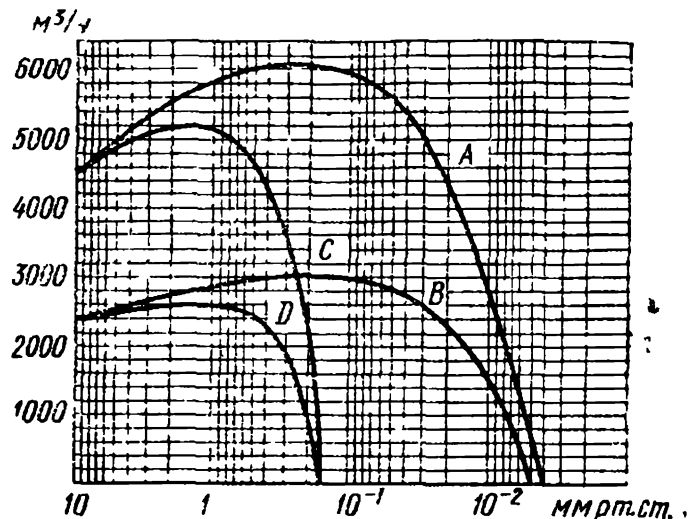


Рис. 84. Зависимость производительности вакуумной установки от достигаемого остаточного давления при комбинации двух роторных вакуум-насосов фирмы Пфейфер-Ветцлар с водокольцевым вакуум-насосом:

| Кривая | Количество работающих вакуум насосов | Тип пластинчатого вакуум-насоса | Производительность водокольцевого вакуум насоса при давлении 8 мм.рт. ст. в м³/ч |
|--------|--------------------------------------|---------------------------------|--|
| A | Три ступени | МТР35+МТР12 | 690 |
| B | Три ступени | МТР25+МТР8 | 390 |
| C | Две ступени | МТР35 | 690 |
| D | Две ступени | МТР25 | 390 |

даст возможности увеличиться перепаду давления сверх допустимой величины. При отказе вакуум-насоса 2 электромагнитный клапан 4 перекрывает трубопровод. При всасывании газов или паров, отрицательно действующих на масло, хорошо зарекомендовали себя водокольцевые вакуум-насосы или эжекторы, комбинация которых образует вакуумирующую систему (рис. 83, 84), применяя которую, можно при температуре воды 15°С достигнуть остаточного давления в вакуумируемом пространстве до 5 мм рт. ст [38]. Более глубокий вакуум достигается подключением в систему одного или двух двухроторных вакуум-насосов, которые устанавливаются по потоку газа перед водокольцевым вакуум-насосом или перед комбинацией водокольцевого вакуум-насоса и эжектора.

На рис. 83 показана схема трехступенчатой вакуумной установки. При работе с двумя ступенями (штриховые линии) под-

соединение подобно описанному на схеме рис. 81 При работе с тремя ступенями (сплошные линии) должен быть всегда

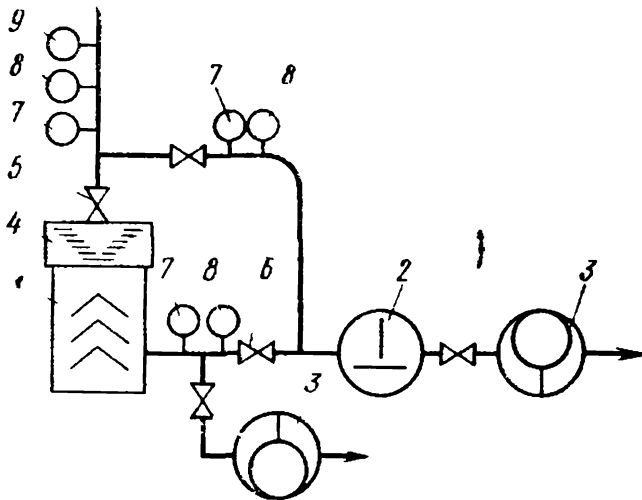


Рис 85 Установка для получения глубокого вакуума с двумя масляными, с одним вакуум насосом Рутса и с одним диффузионным вакуум-насосом

1 — диффузионный вакуум насос 2 — вакуум насос Рутса 3 — масляный вакуум насос
4 — ионная ловушка 5 — глубоковакуумный вентиль 6 — вентиль неглубокого вакуума,
7 — вакуумметр 8 — вакуумметр неглубокого вакуума 9 — вакуумметр глубокого вакуума

открыт перепускной клапан 13, поскольку вакуум-насосы 1 и 12 всегда пускаются одновременно и действуют как форвакуумные для вакуум-насоса 5. Если открыт перепускной клапан 6, могут быть пущены все три вакуум-насоса одновременно. В противном случае необходимо ввести в действие реле давления 9, которое включит вакуум-насос 5 при падении давления за вакуум-насосом ниже 20 мм рт. ст. Если в вакуумируемых газах содержатся пары, то включаются конденсаторы 4 и 11.

Если двухроторным вакуум-насосом достигается перепад давления не

более 30 мм рт. ст., то для отвода тепла достаточно иметь ребреный корпус. При больших перепадах давлений роторы вакуум-насосов охлаждаются водой. Если абсолютное давление всасывания будет ниже 1 мм рт. ст., то нагрев будет столь невелик, что можно повысить скорость вращения роторов вакуум-насоса в два раза, например, при приводе от электродвигателя с переменным числом полюсов. Изменение скорости вращения проводится вручную или автоматически.

Поскольку двухроторный вакуум-насос обычно не имеет электродвигателя, рассчитанного на эксплуатацию при большом перепаде давления, первоначально воздух из системы откачивается форвакуумным масляным насосом и только после падения давления до абсолютного давления 10—20 мм рт. ст. включается вакуум-насос типа Рутса. Для ускорения вакуумирования параллельно первому масляному вакуум-насосу устанавливается второй такой же насос (рис. 85).

Если из вакуумируемого пространства откачиваются также и пары, то при повышении давлений в вакуум-насосе Рутса во многих случаях парциальное давление паров становится достаточно большим, что может привести к конденсации паров, и поэтому в форвакуумном масляном насосе необходимо работать с газовым балластом, а также следует установить конденсатор между двумя указанными вакуум-насосами (см. рис. 81 и 83).

Некоторые способы расчета мощности вакуум-насосов при вакуумировании заданного объема приведены в работе [1].

3. Области применения ротационных компрессоров

Ротационные компрессоры находят широкое применение. Они успешно применяются в горной и металлургической отраслях промышленности, на машиностроительных заводах, на химических комбинатах, в строительстве, а также на заводах по

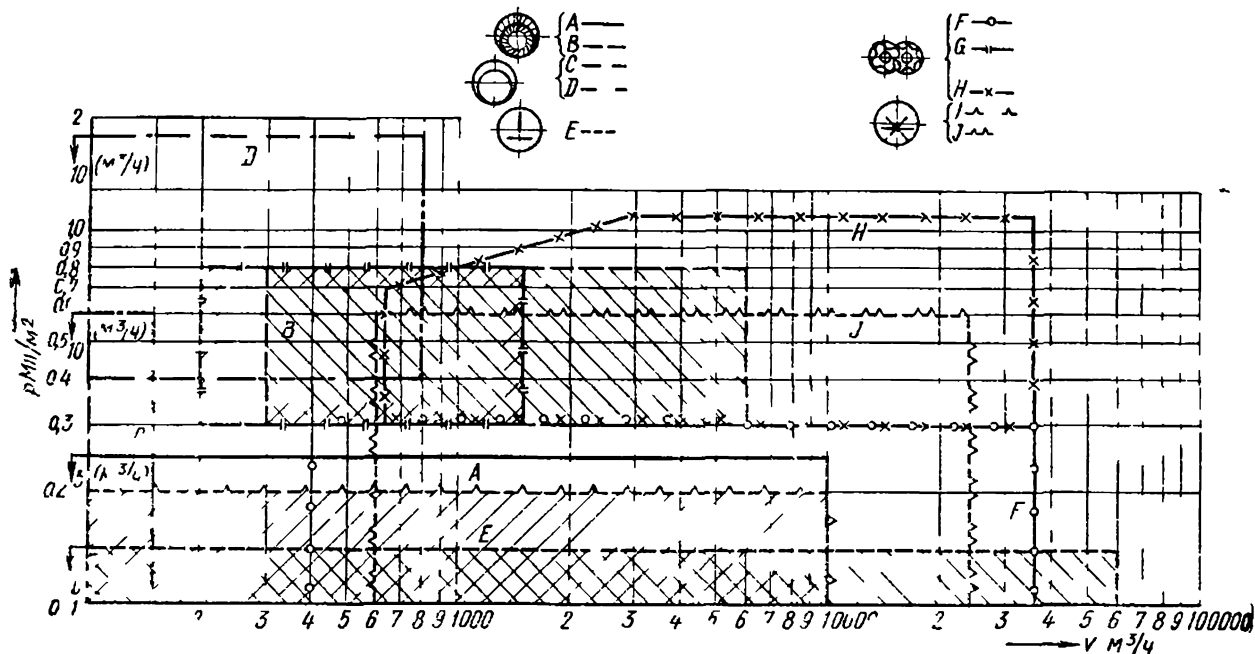


Рис 86 Диаграмма областей применения отдельных типов ротационных компрессоров

A — одноступенчатые пластинчатые B — двухступенчатые пластинчатые C — с катящимся ротором D — с катящимся ротором и внутренним охлаждением маслом E — типа Рутса F — одноступенчатые винтовые G — одноступенчатые винтовые с внутренним охлаждением маслом H — двухступенчатые винтовые I — одноступенчатые водокольцевые J — двухступенчатые водокольцевые

производству электронного оборудования. Эти машины применяются на транспорте, в сельском хозяйстве и в других отраслях народного хозяйства. Преимуществами их являются небольшой вес, малые размеры, спокойный ход и простота обслуживания.

В пищевой промышленности хорошо зарекомендовали себя ротационные компрессоры, работающие без смазки цилиндра.

Поскольку ротационные компрессоры работают с постоянной степенью повышения давления, их нецелесообразно применять при переменных давлениях как нагнетания, так и всасывания.

На рис. 86 приведена диаграмма областей применения ротационных компрессоров в зависимости от производительности и давления. В указанных областях работают машины серийного изготовления.

Преимущества ротационных компрессоров особенно проявляются в передвижных компрессорных установках большой производительности. Для крупных компрессорных установок важны не только вес и размеры собственно компрессора, но

также и то, что при непосредственном приводе в компрессорной установке можно применить более быстроходный, а значит и более легкий и малогабаритный двигатель.

В табл. 3 приведены технические данные одноступенчатых винтовых компрессоров, работающих без смазки цилиндра, а в табл. 4 — данные для двухступенчатых винтовых компрессоров.

Таблица 3

Технические данные одноступенчатых винтовых компрессоров¹ завода ЧКД—Прага

| Тип компрессора | Производительность в м ³ /ч | | Диаметр ротора в мм | Скорость вращения ротора в об/мин | Необходимая мощность электродвигателя в кВт | Расход охлаждающей воды в м ³ /ч | Размеры фундамента в м | Масса компрессора с конечным холодильником без электродвигателя в кг | Тип электродвигателя | Число полюсов | Напряжение тока в в | Масса электродвигателя в кг | |
|-----------------|--|-------------|---------------------|-----------------------------------|---|---|------------------------|--|----------------------------|---------------|---------------------|-----------------------------|---|
| | номинальная | фактическая | | | | | | | | | | | |
| ZK 100 | 630 | 657 | 100 | 18 816 | 42 | 6 | 1,0×1,9 | 1 200 | Асинхронный | 2 | 6000; 380 | — | |
| ZK 125 | 1 000 | 1 006 | 125 | 14 788 | 58 | 8 | — | 1 500 | | | | — | |
| ZK 160 | 1 600 | 1 520 | 160 | 10 437 | 86 | 12 | — | 2 200 | | | | 3000 | |
| ZK 200 | 2 500 | 2 350 | 200 | 8 261 | 128 | 16 | 1,2×2,5 | 2 500 | | | | 2; 4 | — |
| ZK 250 | 4 000 | 4 020 | 250 | 7 300 | 215 | 25 | 2,0× ×3,15 | 3 600 | | | | — | |
| ZK 300 | 6 300 | 6 100 | 315 | 5 460 | 315 | 40 | — | 5 400 | Синхронный | 4 | 6000 | 5000 | |
| ZK 400 | 10 000 | 9 960 | 400 | 4 225 | 500 | 60 | — | 8 000 | | | | 5700 | |
| ZK 530 | 16 000 | 15 900 | 530 | 2 960 | 800 | 100 | — | 12 500 | Асинхронный | 2 | | — | |
| ZK 600 | 25 000 | 25 000 | 615 | 3 000 | 1250 | 140 | — | 16 500 | Асинхронный; синхронный | | | — | |

¹ Давление нагнетания 0,2 Мн/м².

Технические данные двухступенчатых винтовых компрессоров¹ завода ЧКД—Прага

| Тип компрессора | Производительность в м ³ /ч | | Диаметр ротора в мм ($\frac{\quad}{1 \text{ ступень}}$ $\frac{\quad}{2 \text{ ступень}}$) | Скорость вращения ротора в об/мин ($\frac{\quad}{1 \text{ ступень}}$ $\frac{\quad}{2 \text{ ступень}}$) | Расход охлаждающей воды в м ³ /ч | Необходимая мощность электродвигателя в кВт | Размеры фундамента в м | Масса компрессора с концевым холодильником без электродвигателя в кг | Тип электродвигателя | Число полюсов | Напряжение тока в в | Масса электродвигателя в кг |
|-----------------|--|-------------|---|---|---|---|------------------------|--|----------------------|----------------------------|---------------------|-----------------------------|
| | номинальная | фактическая | | | | | | | | | | |
| DZK 100/90 | 630 | 657 | $\frac{100}{90}$ | $\frac{18\ 816}{18\ 816}$ | 10 | 90 | — | 1 800 | Асинхронный | 2 | 6000; 380 | 3000 |
| DZK 125/90 | 1 000 | 1 006 | $\frac{125}{90}$ | $\frac{14\ 788}{16\ 670}$ | 15 | 125 | — | 2 200 | | | | |
| DZK 160/100 | 1 600 | 1 520 | $\frac{160}{100}$ | $\frac{10\ 437}{16\ 670}$ | 22 | 180 | 1,9×3,2 | 3 300 | | | | |
| DZK 200/125 | 2 500 | 2 350 | $\frac{200}{125}$ | $\frac{8\ 261}{13\ 230}$ | 32 | 270 | — | 3 800 | | | | |
| DZK 250/160 | 4 000 | 4 020 | $\frac{250}{160}$ | $\frac{7\ 300}{10\ 512}$ | 50 | 450 | 2,2×5,8 | 5 400 | | 4 | 6000 | — |
| DZK 300/200 | 6 300 | 6 100 | $\frac{315}{200}$ | $\frac{5\ 460}{7\ 300}$ | 75 | 660 | 2,3×6,5 | 7 300 | | Синхронный; асинхронный | 4 | — |
| DZK 400/250 | 10 000 | 9 960 | $\frac{400}{250}$ | $\frac{4\ 215}{6\ 750}$ | 115 | 1050 | — | 12 250 | — | — | — | 5660 |
| DZK 530/400 | 16 000 | 15 900 | $\frac{530}{400}$ | $\frac{2\ 960}{2\ 960}$ | 185 | 1700 | — | 19 000 | Асинхронный | 2 | 6000 | — |
| DZK 1300/400 | 25 000 | 25 000 | $\frac{615}{400}$ | $\frac{3\ 000}{3\ 000}$ | 270 | 2600 | — | 25 000 | Синхронный | | | — |

¹ Давление нагнетания 0,8 Мн/м²

Литература

1. Хлумский В. Поршневые компрессоры. Пер. с чешск. М., Машгиз, 1962.
2. Страхович К. И., Френкель М. И., Кондряков И. К., Рис В. Ф. Компрессорные машины. М., Госторгиздат, 1961.
3. Goldman G. Stand der Entwicklung von Zellenverdichtern und Kreis-kolbengebläsen. EKM Pumpen und Verdichter—Informationen. 1963, N 1 s. 16—27.
4. Armbruster W. Vakuumpumpen. Techn. Rundschau Bern. 1961, N 12, s. 7—13.
5. Compressors and Vacuum Pumps and their Lubrication. London, Dhell Petroleum Co. 1958.
6. Креймер Н. Г. Ротационные компрессоры для холодильных установок М., Госторгиздат, 1959.
7. Беляк И. Я. Исследование ротационных компрессоров малой холодо-производительности с катящимся ротором. Рига. Научно-техническое общество машиностроительной промышленности Латвийской республики, 1958.
8. Пешти Ю. В. Ротационные компрессоры и вакуум-насосы с асбо-текстолитовыми лопатками. «Химическое машиностроение», 1963. № 3, стр. 4—7.
9. Plank R. Kuprianoff Umlaufverdichter für Kaltmaschinen Z VDY, 1935, N 12, s. 363—376
10. Steller A. Leistungsverluste im Drehkolbenverdichter Z VDY 16, 1932, s. 1218—1220.
11. Richter D. Verlustleistung durch Reibung bei Rotationsverdichtern—und Vakuumpumpen der Vielzellenbauart mit nichtradialen Arbeitsschiebern Maschinenbau sv 6, 1957, N 4, s. 201—206.
12. Stein R. A.—Eibling J. A. Improving Compressor performance by discharge tuning Bull d Inst Int du Froid, 1962, Annexe 1, s. 191—204.
13. Baum H. Theorie umlaufender Kompressoren und Vakuumpumpen der Vielzellenbauart, Z VDY 1926, s. 623—742.
14. Viktorin P. Kompressoren und Vakuumpumpen nach dem Wasserringprinzip Energie und Technik, 1962, s. 439—440.
15. Тетерюков В. Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем, Машгиз, 1960.
16. Treier W.—Grabow G. Anwendungsgebiete von Wasserringpum-per und Verdichter. Maschinenbautechnik. 1955, N 3, s. 143—154.
17. Grabow G. Die Einflüsse verschiedener Schanfeldformen auf die Kennlinien von Wasserringpumpen Maschinenbautechnik. 1958, 12, S. 646—651.
18. Prager R. Untersuchungen an Wasserring—Vakuumpumpen und Verdichtern. Maschinenbautechnik. 1962, N 9, s. 487—483.
19. Engels H. Elmo-Kompressoren für höhere Drücke, Siemens—Zeitschr. 1961, N 5, s. 392—395.
20. Schnapper P. Elmo-kompressoren in der chemischen Industrie. Siemens—Zeitschr. 1958, N 5, s. 355—359.
21. Кац А. Расчет, конструкция и испытания воздуходувок Рутса. М., 1946.
22. Яминский В. Роторные компрессоры. М., Машгиз, 1960.
23. Grote P. Drehkolbenverdichter VDY—Z, 101, 1959 N 22, s. 1070—1072.
24. Grote P. Drehkolbenverdichter VDY—Z, 105, 1963, N 22, s. 1048—1051.

25. Nürnbergger K. — Kubli H. Chlorverflüssigung durch Tieftkühlung. *Allg. Wärmetechn.* 8, 1957, N 8, s. 87—90.

26. Stümer W. Besondere Konstruktionsprobleme bei Atomkraftwerke. *Atomwirtsch* 3, 1958, N 4, s. 165—167.

27. Kožoušek Y. Potacní lopatkový kompressor. Patent № 34726 (Чехословакия).

28. Grote P. Umstenerbare Lade — und Spülgebläse für Schiffsmotoren. *MTZ* 19, 1958, N 6, s. 212—216.

29. Pachernegg s. Kennlinien von Rootsgebläsen. *MTZ* 19, 1958, N 6, s. 206—211.

30. Weinig a Eckert Berechnung und Entwurf von Roots — Ladegebläsen. *Deutsche Kraftfahrtforschung*, Zwischenbericht 114/1942.

31. Сакуи И. Винтовые компрессоры. М., Машгиз, 1960.

32. Андреев П. Винтовые компрессорные машины. Л., Судпромиздат, 1961.

33. Vývoj řady šroubových kompressoru. Lprava CKD Praha 1960.

34. Atlas Copco Rotary Screw Compressors Engineering. 1964, N 5112, s. 514—516.

35. Wille M. Einsatz sulfonitrierte. Zahnräder bei Kreiskolbengebläsen. Pumpen. — und Verdichter Information. 1964, N 2, s. 19—26.

36. Быков А., Шетлер О., Ланграт П., Крылов В., Беляк И. Герметичные ротационные компрессоры с катящимся поршнем. *Холодильная техника*. 1964, № 2, стр. 17—21.

37. Wurm J. Konstrukce a výpočet s rouboveho kompressoru. *Strojirenství* 10, 1960, N 3, s. 179—187.

38. Grashof M. Pumpen, Armaturen, Dichtungen, VDI—Z 100, 1958, N 31, s. 1486—1490.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|-----|
| Предисловие | 3 |
| Введение | 4 |
| Глава 1. Классификация ротационных компрессоров и вакуум-насосов. | 6 |
| Глава 2. Пластинчатые компрессоры. | 9 |
| 1. Принцип работы пластинчатых компрессоров | 9 |
| 2. Методика расчета пластинчатых компрессоров | 14 |
| 3. Регулирование производительности пластинчатых компрессоров . . | 23 |
| 4. Конструкции пластинчатых компрессоров | 29 |
| 5. Смазка пластинчатых компрессоров | 34 |
| 6. Вспомогательное оборудование пластинчатых компрессоров . . | 35 |
| 7. Особенности пластинчатых вакуум-насосов | 37 |
| Глава 3. Компрессоры с катящимся ротором. | 42 |
| 1. Принцип работы компрессоров с катящимся ротором | 42 |
| 2. Расчет компрессоров с катящимся ротором | 45 |
| 3. Конструкции компрессоров с катящимся ротором | 48 |
| Глава 4. Водокольцевые компрессоры и вакуум-насосы. | 51 |
| 1. Принцип работы водокольцевых компрессоров | 52 |
| 2. Расчет водокольцевых компрессоров | 55 |
| 3. Конструкции водокольцевых компрессоров | 58 |
| Глава 5. Двухроторные компрессоры и вакуум-насосы. | 64 |
| 1. Двухроторные газодувки и вакуум-насосы с внешним сжатием. | 64 |
| 2. Расчет двухроторных газодувок с внешним сжатием | 70 |
| 3. Расчет профиля ротора газодувки Рутса | 75 |
| 4. Конструкции газодувок Рутса | 76 |
| 5. Двухроторные газодувки с внутренним сжатием | 81 |
| Глава 6. Винтовые компрессоры. | 84 |
| 1. Принцип работы винтовых компрессоров | 87 |
| 2. Геометрия винтовых компрессоров | 87 |
| 3. Методика расчета винтовых компрессоров | 102 |
| 4. Конструкции винтовых компрессоров | 104 |
| 5. Детали винтовых компрессоров | 107 |
| 6. Регулирование винтовых компрессоров | 111 |
| 7. Автоматика винтовых компрессоров | 113 |
| 8. Внутреннее охлаждение винтовых компрессоров | 115 |
| Глава 7. Компрессорные станции, оснащенные ротационными компрессорами. | 118 |
| 1. Особенности станций с ротационными компрессорами | 118 |
| 2. Станции, оснащенные вакуум-насосами. | 120 |
| 3. Области применения ротационных компрессоров | 123 |
| Литература | 126 |

