

Рис. 4.41. Схема регулирования центробежного насоса с помощью перепуска

снизится до 35—37%. Снижение мощности достигает при этом 40%. Все же и в этом случае экономичность регулирования весьма мала, так как развиваемое давление в основном сбрасывается на дросселе.

Изменение характеристики сети и подачи вентилятора для степени открытия шибера $S=100; 80; \dots, 0\%$ (полное закрытие) показано на рис. 4.40, а. На рис. 4.40, б показана зависимость расхода в сети от степени открытия шибера: $L=f(s)$. Таким образом можно плавно изменять расход в диапазоне от L_{max} до 0.

При регулировании центробежных насосов, подающих воду, дросселирующее устройство нужно располагать на напорном трубопроводе, так как если установить его на всасывающем трубопроводе, то при регулировании могут возникать кавитационные явления в потоке и нарушение нормальной работы насоса.

Регулирование перепуском применяется для центробежных насосов. Действие перепуска показано на рис. 4.41. Здесь слева отложен пучок характеристик, представляющих зависимости расхода перепуска от степени открытия задвижки (0; 25; 50; 75 и 100%) и напора H . Когда задвижка 2 закрыта, то воздействие отвода на работу насоса отсутствует и подача равна $Q_A=Q_{max}$. Открытие задвижки как бы смещает характеристику насоса влево на величину ΔQ перепуска. В результате получаем зависимости $H-Q$ для любых значений степени открытия задвижки. Как видно, с открыти-

ем задвижки полезный напор, создаваемый насосом 1, уменьшается, расходная зависимость $Q=f(s)$ имеет вид плавной кривой (рис. 4.41, б) и обеспечивает изменение расхода от Q_{max} до 0 (отвод при этом должен иметь достаточно большую пропускную способность).

Как было показано ранее (см. § 8), при отсутствии закручивания потока на входе в рабочее колесо уравнение Эйлера можно написать в виде

$$\begin{aligned} p_T &= \rho u_2 c_{2u} = \rho u_2 (u_2 - \omega_2 \cos \beta_2) = \\ &= K_T n^2 D^2 / (1 - \omega_2 \cos \beta_2), \end{aligned} \quad (4.2)$$

где $K_T = \pi^2 / 3600$, $n = \omega_2 / u_2$.

В правую часть уравнения (4.2) входят четыре параметра, следовательно, принципиально возможны четыре способа регулирования путем изменения характеристики нагнетателя.

Следует отметить, что способы регулирования, основанные на изменении диаметра колеса путем плавного изменения радиальной длины лопаток и изменения угла выхода потока из колеса в результате поворота концевых участков лопаток или лопаток целиком, практического применения пока еще не нашли.

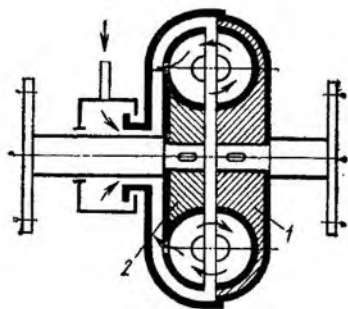
Изменение частоты вращения рабочего колеса. Этот способ регулирования наиболее экономичен, так как при уменьшении подачи вследствие снижения частоты вращения колеса потребляемая мощность снижается пропорционально третьей степени отношения частот вращения:

$$N_2 / N_1 = (n_2 / n_1)^3.$$

Этим способом в отличие от предыдущих можно и увеличивать подачу. Экономичность всей установки, т. е. нагнетателя с приводом, зависит от способа изменения частоты вращения колеса. Для регулирования частоты вращения используют следующие способы и устройства.

Если регулировать напряжение, подводимое к трем фазам статора асинхронного двигателя, можно, отвлекаясь от влияния параметров регулирующего устройства на характеристики двигателя, изменять максимальный момент, не изменяя критического скольжения. Устройством для регулирования напряжения может быть, например, тиристорный регулятор; при этом в каждой фазе статора двигателя находятся два встречно-параллельно включенных тиристора. Управляя уг-

Рис. 4.42. Схема гидромуфты
1, 2 — ведущий и ведомый ротор



лом включения тиристоров (фазовое управление), можно плавно менять действующее напряжение.

КПД паровых турбин, будучи достаточно высоким ($\sim 80\%$), мало изменяется в зависимости от частоты вращения, что делает паротурбинный привод почти идеальным устройством регулирования подачи нагнетателя. Однако в связи с дороговизной и сложностью эксплуатации этот привод может быть рекомендован для регулирования только отдельных крупных установок.

Регулирование частоты вращения нагнетателя с помощью гидромуфты происходит при неизменной частоте вращения электродвигателя, т. е. оно может быть применено при использовании обычных асинхронных электродвигателей.

Принцип работы гидромуфты напоминает принцип работы центробежного насоса (рис. 4.42). На валу электродвигателя закреплена и вращается вместе с ним правая (ведущая) половина муфты. Жидкость, находящаяся в полуокружных каналах этой половины муфты, центробежной силой отбрасывается к периферии в направлении, указанном стрелками. Аналогичный процесс происходит и в рабочем колесе центробежного насоса. Поэтому муфта, закрепленная на валу электродвигателя, практически является подобием рабочего колеса и называется *насосным колесом*.

Жидкость, выбрасываемая насосным колесом, поступает в ведомую половину муфты (турбину), симметрично расположенную слева и почти аналогичную по конструкции ведущей половине муфты. Ведомая половина муфты может быть уподоблена рабочему колесу турбины, приводимому в движение скоростным напо-

ром. При соединении обеих половин муфты образуются замкнутые кольцевые полости с расположенными в них радиальными перегородками, между которыми циркулирует жидкость. Пройдя в рабочем колесе турбины от периферии к центру, жидкость вновь поступает в полуокружные каналы ведущей половины муфты и повторяет описанный путь циркуляции.

Энергия от ведущего вала к ведомому передается с помощью жидкой среды (рабочей жидкости), в качестве которой используют обычно масло или воду. Регулирование частоты вращения ведомого вала достигается изменением подачи рабочей жидкости в гидромуфту.

КПД гидромуфты называют отношение мощности N_2 на ведомом валу к мощности N_1 , переданной электродвигателем на ведущий вал. С учетом потерь на скольжение КПД гидромуфты равен:

$$\eta = 0,98n_2/n_1.$$

Применение гидромуфт ввиду их высокой стоимости и сложности ухода оправдано только в крупных установках при неглубоком регулировании.

Регулирование частоты вращения вала возможно с помощью индукторной муфты скольжения (ИМС). Эта муфта является электрическим аналогом гидромуфты, но связь между валами в ней осуществляет не жидкость, а магнитный поток, создаваемый обмоткой возбуждения.

Основные узлы ИМС — якорь, расположенный на валу нагнетателя, и индуктор с обмоткой возбуждения, посаженный на вал электродвигателя. Обмотка возбуждения питается от обычной осветительной сети через выпрямитель (рис. 4.43).

Увеличение или уменьшение силы тока, осуществляемое с помощью плавного регулируемого автотрансформатора, изменяет магнитное поле между индуктором и якорем, вследствие чего изменяется сила сцепления между ними и происходит большее или меньшее отставание индуктора от якоря. К достоинствам ИМС следует отнести возможность дистанционного управления. Как и гидромуфты, ИМС из-за высокой стоимости и низкого КПД при глубоком регулировании применяют только в крупных установках при неглубоком регулировании.

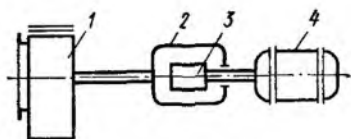


Рис. 4.43. Схема индукторной муфты скольжения (ИМС)

1 — вентилятор; 2 — якорь; 3 — индуктор; 4 — электродвигатель

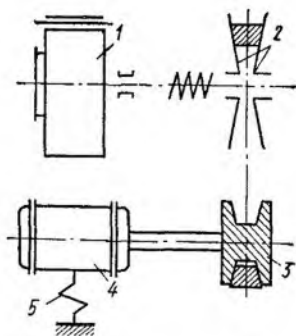


Рис. 4.44. Схема ременного вариатора частоты вращения рабочего колеса вентилятора

1 — вентилятор; 2 — ведомый шкив; 3 — ведущий шкив; 4 — электродвигатель; 5 — устройство для натяжения ремня

Для регулирования частоты вращения вала применяют ременный вариатор частоты вращения рабочего колеса. Принцип действия этого устройства (рис. 4.44) основан на изменении передаточного отношения шкивов ременного привода.

Ведомый шкив состоит из двух дисков, один из которых с помощью пружины можно передвигать вдоль вала, изменяя расстояние между ними (сближая или раздвигая). Благодаря этому клиновый ремень может занимать различные положения между дисками (приближаясь к валу или отодвигаясь от него). При этом радиус его обращения вокруг оси вала изменяется и, следовательно, меняются передаточное отношение и частота вращения рабочего колеса. Перемещение подвижного диска вдоль вала производится без остановки агрегата или вручную, или с помощью специального привода. Применение вариатора целесообразно при передаче мощности до 10—15 кВт; при больших мощностях из-за сложности и громоздкости конструкции применение вариатора нерационально.

Изменение относительной скорости. Этот способ применим к вентиляторам с лопатками, загнутыми назад, и заключается в изменении ширины рабочего колеса с помощью передвигных дисков, вращающихся вместе с колесом (рис. 4.45), или передвигного входного патрубка (рис. 4.46). При перестановке диска (или патрубка) часть рабочего колеса как бы выключается и не участвует в создании активного потока. Через остав-

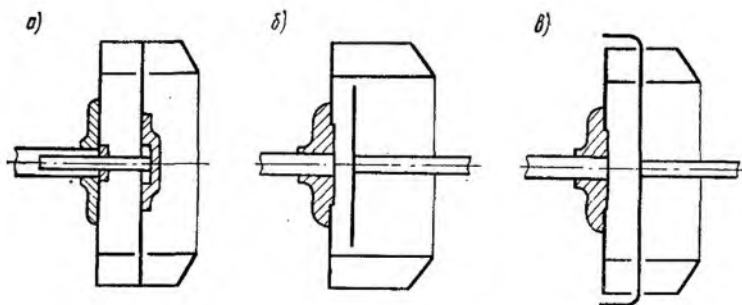


Рис. 4.45. Рабочие колеса с передвижными дисками

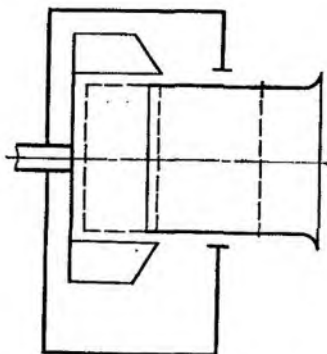


Рис. 4.46. Схема вентилятора с передвижным входным патрубком

шуюся часть рабочего колеса воздух протекает при безударном входе с почти неизменвшимся распределением скоростей. Применение этого способа целесообразно при глубине регулирования до 0,5. Так, при уменьшении подачи в 2 раза по сравнению с расчетной потребляемая мощность снижается тоже примерно в 2 раза (рис. 4.47).

С помощью дисков, показанных на рис. 4.45, а и б, и входного патрубка регулировать подачу можно только в сторону уменьшения. Для устранения этого недостатка следует согнуть край диска. При этом расчетная подача должна обеспечиваться при закрытой выступающим краем диска задней части рабочего колеса (рис. 4.45, в). В этом случае передвижной диск можно передвигать по направлению к заднему диску рабочего колеса. Преимущество этой схемы в том, что возможно регулирование в сторону увеличения подачи при практически неизменном КПД.

Как будет показано ниже, при регулировании на-

вательно, подача нагнетателя уменьшается. Уменьшается и полное давление нагнетателя вследствие появившейся скорости закручивания c'_{1u} , имеющей то же направление, что и окружная скорость u_1 :

$$p_T = \rho u_2 c_{2u} - \rho u_1 c'_{1u}.$$

В соответствии с этим уравнением характеристики давления нагнетателя отклонятся от первоначального положения (рис. 4.49), при этом отклонение будет тем больше, чем меньше станет угол α . Подача нагнетателя, работающего на определенную сеть, уменьшится. Так как с понижением характеристик полного давления уменьшается и КПД нагнетателя, то снижение затрат мощности происходит не прямо пропорционально уменьшению произведения pL . Из рис. 4.49 видно, что мощность при закручивании потока перед рабочим колесом изменяется по линии $B_1—B_5$.

Для сравнения на рис. 4.49 проиллюстрировано регулирование путем дросселирования. Изменение мощности при этом происходит по линии $B_1—B_6$. Видно, что регулирование с помощью закручивания потока экономичнее дросселирования, поскольку затраты мощности снижаются быстрее. Например, для вентиляторов с загнутыми назад лопатками уменьшение подачи на 50% с помощью закручивания потока на входе в колесо приводит к снижению расходуемой мощности примерно на 55%. Использование для этой же цели дросселирования снижает затраты мощности лишь на 20%.

Устройства, осуществляющие закручивание потока перед рабочим колесом, называются *направляющими аппаратами*. В настоящее время известно, по крайней мере, десять типов направляющих аппаратов. Несмотря на значительное различие в конструкции, работа всех этих аппаратов основана на одном принципе — создание в потоке воздуха перед рабочим колесом некоторого момента количества движения $\rho LR_1 c'_{1u}$ в результате закручивания потока. Этот момент должен быть тем больше, чем большее уменьшение подачи требуется.

Регулирование направляющим аппаратом вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, экономичнее, чем вентиляторов с лопатками, загнутыми назад. Объясняется это следующим. В общем случае измене-

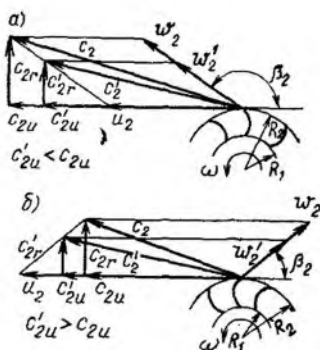
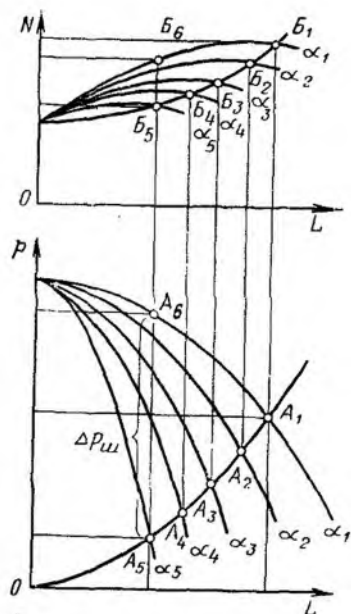


Рис. 4.50. Треугольники скоростей при выходе потока из рабочего колеса

Рис. 4.49. Характеристики вентилятора при регулировании закручиванием потока при входе на рабочее колесо

ние теоретической мощности вследствие появления скорости закручивания c_{1u} при заданной подаче L равно:

$$\Delta N_T = \rho L \omega_0 [(R_2 c'_{2u} - R_2 c_{2u}) - R_1 c_{1u}], \quad (4.3)$$

где c'_{2u} — окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса при закручивании потока перед ним.

При фиксированной подаче вентилятора с увеличением закручивания потока перед рабочим колесом вследствие некоторого уменьшения относительной скорости w_1 (см. рис. 4.48) происходит уменьшение скорости w_2 . При этом для колес с лопатками, загнутыми вперед (рис. 4.50, а), абсолютное значение $(R_2 c'_{2u} - R_2 c_{2u})$ будет больше, чем для лопаток, загнутых назад (рис. 4.50, б). Тогда согласно уравнению (4.3) при одинаковом закручивании потока в направляющем аппарате ($c_{1u} = \text{const}$) и одинаковой подаче ($L = \text{const}$) для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, снижение мощности (увеличение ΔN) будет более значительным, т. е. регулирование более эффективным, чем для вентиляторов с лопатками, загнутыми назад. Поэтому несмотря на более низкий соответствующий исходному режиму КПД вентиляторов с лопатками, загнутыми

вперед, при регулировании их среднеэксплуатационный КПД может оказаться выше КПД вентиляторов с загнутыми назад лопатками, имеющими более высокий КПД при исходном режиме.

В системах вентиляции получили довольно широкое применение следующие направляющие аппараты.

Осевой направляющий аппарат (ОНА) является лучшим из известных направляющих аппаратов (рис. 4.51). Он представляет собой набор радиально расположенных во входном патрубке нагнетателя (или в самостоятельном патрубке) лопаток, которые можно одновременно и синхронно поворачивать на любой угол вокруг радиальных осей. Обычно число лопаток у вентиляторов равно 8 или 12. Их, как правило, вырезают из плоского металлического листа одинаковой толщины и только в тех случаях, когда прочность и жесткость лопаток оказываются недостаточными (для больших вентиляторов), их выполняют крыловидными или чечевицеобразными. Размеры и контур лопаток ОНА определяют из условия, что при повороте из нейтрального положения на 90° лопатки должны возможно плотнее закрыть проходное сечение, слегка перекрывая друг друга. При временной остановке это обеспечивает возможность более полного отключения вентилятора. Диаметр лопаток ОНА на 10—20% превышает диаметр входного отверстия вентилятора. Диаметр втулки обычно составляет 20% диаметра лопаток ОНА.

ОНА, как и другие направляющие аппараты, дают хорошие результаты до глубины регулирования, равной примерно 0,75. При меньшей глубине регулирования большая экономичность наблюдается у вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, а при несколько большей глубине регулирования — у вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед. При очень глубоком регулировании использование направляющих аппаратов становится неэкономичным, а само регулирование приближается к дроссельному.

В некоторых случаях удается несколько форсировать работу вентилятора (увеличить подачу) поворотом направляющих лопаток в обратную сторону. При этом

$$p_T = \rho u_2 c_{2u} + \rho u_1 c_{1u}.$$

Однако достигаемое увеличение подачи — $c''_{1r} > c_{1r}$ (см. рис. 4.46) настолько мало, что не может рассматривать-

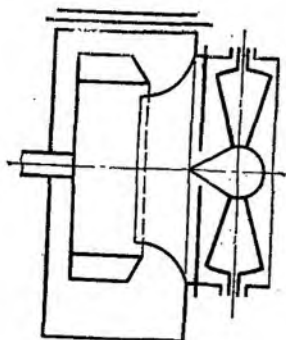


Рис. 4.51. Схема осевого направляющего аппарата (ОНА)

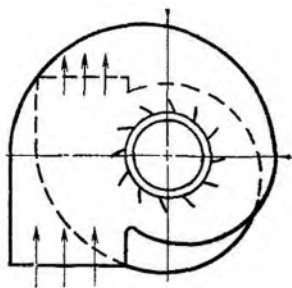


Рис. 4.52. Схема радиального направляющего аппарата (РНА)

ся как сколько-нибудь существенный ее резерв. Причиной малого эффекта является увеличение потерь в колесе вследствие возрастания ω_1 . В то же время увеличение затрат мощности весьма значительно.

В радиальном направляющем аппарате РНА, в отличие от ОНА, направляющие лопатки установлены вне входного патрубка, и поток подводится к ним не в осевом, а в радиальном направлении по спиральной входной коробке (рис. 4.52). При этом создаются одинаковые условия течения по ширине направляющих лопаток, благодаря чему струи выходят из РНА с одинаковыми значениями окружной скорости. Следует отметить, что по сравнению с ОНА условия компоновки РНА менее благоприятны.

Упрощенный осевой НА конструкции Л. А. Рихтера (УОНА) был предложен в 1948 г. Благодаря наличию всего лишь двух лопаток, установленных во входном патрубке, и отсутствию втулки упрощается и удешевляется его конструкция (рис. 4.53). При этом регулировочная характеристика (кривая регулирования) $N(N_0)/L(L_0)$ или $N_{\text{рег}}(L)$ неизбежно ухудшается, но экономия электроэнергии по сравнению с регулированием путем дросселирования получается весьма значительной.

Упрощенный радиальный НА конструкции А. Г. Бычкова (УНА) состоит из трех—пяти лопаток, установленных во входной коробке так, чтобы их оси поворота были параллельны оси рабоче-

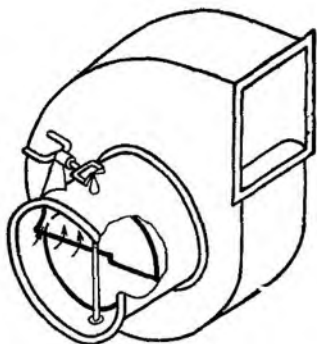


Рис. 4.53. Схема упрощенного осевого направляющего аппарата конструкции Л. А. Рихтера (УОНА)

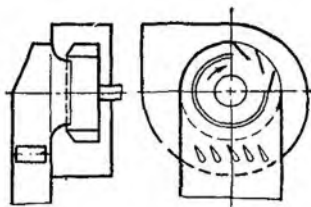


Рис. 4.54. Схема упрощенного радиального направляющего аппарата конструкции А. Г. Бычкова (УНА)

го колеса (рис. 4.54). Лопатки УНА следует устанавливать в непосредственной близости от входного патрубка, так как иначе на участке между этими элементами поток будет частично раскручиваться и эффективность регулирования снизится. УНА имеет преимущество перед ОНА при работе на газах, содержащих абразивные частицы, или агрессивных, так как его лопатки изнашиваются меньше, поскольку находятся в зоне меньших скоростей; смена изношенных лопаток требует меньшего времени.

Встроенный направляющий аппарат (ВНА) представляет собой систему коротких плоских лопаток, установленных внутри рабочего колеса параллельно входным кромкам его лопаток в непосредственной близости от них (рис. 4.55). Необходимые элементы конструкции ВНА — два кольца (со стороны заднего и переднего дисков), распорные болты, связывающие эти кольца, и система управления лопатками, расположенная со стороны входа в рабочее колесо.

Некоторое применение ВНА получили в тягодутьевых установках электростанций. Однако широкому использованию ВНА мешают серьезные эксплуатационные недостатки, заключающиеся в сложности привода; при этом поломка даже одной лопатки может привести к аварии.

Цилиндрический направляющий аппарат (ЦНА) в 1955 г. был также предложен Л. А. Рихтером. В нем, в отличие от рассмотренных НА, рабо-

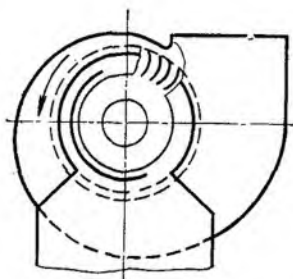
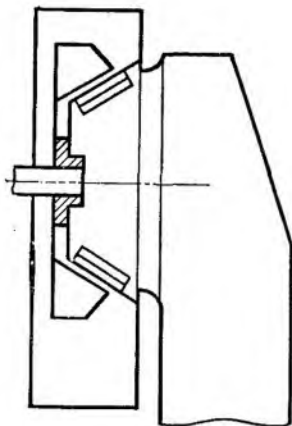


Рис. 4.56. Схема цилиндрического направляющего аппарата (ЦПА)

Рис. 4.55. Схема встроенного направляющего аппарата (ВНА)

чим элементом служит открытый полуцилиндр, соосный с рабочим колесом, а не система направляющих лопаток (рис. 4.56).

При режимах, не требующих закручивания потока перед рабочим колесом, полуцилиндр находится в нерабочем положении — он как бы спрятан в торцевой части коробки. Для уменьшения подачи полуцилиндр поворачивают вокруг его оси в направлении вращения колеса на некоторый угол, тем больший, чем меньшая подача требуется. При этом полуцилиндр вдвигается внутрь входной коробки.

Выбор того или иного способа регулирования зависит от ряда факторов: стоимости регулирующего органа, номенклатуры выпускаемого оборудования, потребляемой мощности и диапазона изменения подачи, продолжительности работы, стоимости 1 кВт·ч электроэнергии. Если учитывать, что различные регулирующие устройства при одном и том же изменении подачи требуют разных расходов электроэнергии и связаны с оптимизацией сетей, то узел «сеть+управляемый агрегат» должен рассматриваться как единое целое.

При подборе нагнетателей следует иметь в виду, что их КПД несколько снижается из-за применения вместе с ними регулирующих устройств. Для систем вентиляции Г. Г. Вахвахов рекомендует принимать следующие значения коэффициентов понижения КПД вентиляторов: для дроссель-клапана — 1; для ОНА — 0,96, для

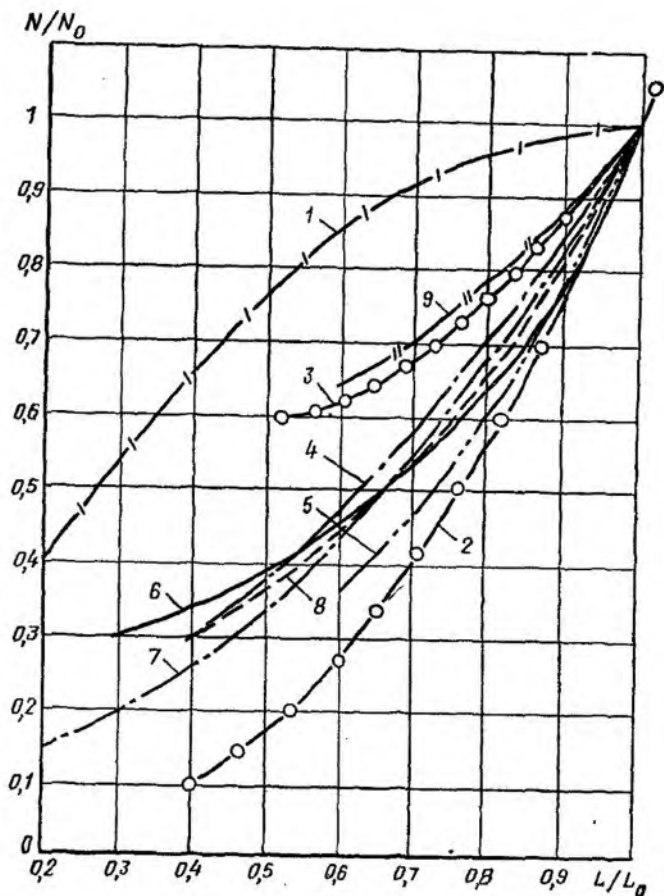


Рис. 4.57. Сопоставление эффективности способов регулирования подачи вентиляторов

1 — дроссель-клапаном; 2 — варнатором; 3 — цилиндрическим патрубком; 4 — гидромуфтой; 5 — цилиндрическим направляющим аппаратом; 6 — осевым направляющим аппаратом; 7 — индукторной муфтой скольжения; 8 — упрощенным направляющим аппаратом; 9 — упрощенным осевым направляющим аппаратом

гидромуфты — 0,98, для ИМС — 0,96, для ременного варианта — 0,86.

Сопоставление эффективности различных способов регулирования подачи показано на рис. 4.57, откуда видно, что дросселирование — самый неэкономичный способ регулирования. При глубине регулирования до

0,75 ОНА и муфты скольжения (индукторная и гидравлическая) мало отличаются друг от друга по своей экономичности. При более глубоком регулировании предпочтение следует отдавать гидромуфтам и ИМС.

ГЛАВА 5 НАГНЕТАТЕЛИ ТРЕНИЯ

§ 23. Вихревые насосы

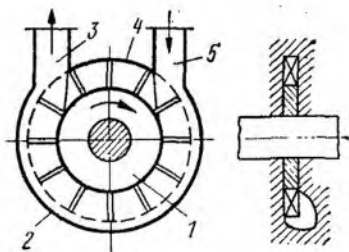
Рабочим органом вихревого насоса является рабочее колесо 1 с радиальными или наклонными лопатками (рис. 5.1), помещенное в цилиндрический корпус с малыми торцевыми зазорами. В боковых и периферийной стенках корпуса имеется концентричный канал 2, начинающийся у всасывающего отверстия и кончающийся у напорного. Канал прерывается перемычкой 4, служащей уплотнением между напорной и всасывающей полостями. Жидкость поступает через всасывающий патрубок 5 в канал, прогоняется по нему рабочим колесом и уходит в напорный патрубок 3.

Напор вихревого насоса в 3—7 раз больше, чем центробежного, при тех же размерах и числе оборотов. Большинство вихревых насосов обладает самовсасывающей способностью, т. е. способностью при пуске засасывать жидкость без предварительного заполнения всасывающего трубопровода. Многие вихревые насосы могут работать на смеси жидкости и газа. Недостатком вихревого насоса является низкий КПД, не превышающий 45%. Наиболее распространенные конструкции имеют КПД 35—38%. Низкий КПД препятствует применению вихревого насоса при больших мощностях. Вихревые насосы изготовляют на подачу до 12 л/с. Напор вихревых насосов достигает 240 м, мощность доходит до 25 кВт, коэффициент быстроходности $n_s = 6 \div 40$. Число оборотов вихревого насоса так же, как и лопастного, ограничено только кавитационными явлениями. Следовательно, насос может быть непосредственно соединен с электродвигателем.

Вихревые насосы применяют:

1) в химической промышленности для подачи кислот, щелочей и других химически агрессивных реаген-

Рис. 5.1. Схема вихревого насоса закрытого типа



тов. Здесь требуются обычно насосы с малыми подачами и высокими напорами (максимальная скорость протекания химических реакций, большие гидравлические сопротивления реакторов и давления, при которых протекают реакции). Благодаря простой конструкции рабочих органов вихревых насосов возможно применение химически стойких пластмасс, а также металлов, плохо поддающихся механической обработке и отливке;

2) для перекачивания легколетучих жидкостей (бензина, спирта, эфира и т. д.). Испарение легких фракций этих жидкостей приводит к тому, что в насос засасывается смесь жидкости и пара. Вихревой насос в отличие от центробежного может работать на такой смеси. В частности, вихревые насосы применяют на аэродромных и автомобильных бензораздаточных станциях, а также в бензозаправщиках самолетов. В этих случаях требуется быстрая готовность насоса к пуску при частых остановках и надежность в работе при наличии в трубопроводе воздуха или пара. Вихревой насос, будучи самовсасывающим и способным работать на смеси жидкости и газа, удовлетворяет этим требованиям. Работа насоса в рассматриваемой области кратковременна, поэтому значение КПД несущественно;

3) для подачи жидкостей, насыщенных газами, например жидкостей, содержащих большое количество растворенного газа, который выделяется при прохождении в области пониженного давления; для откачивания жидкости с высокой упругостью пара (например, пропан, бутан) при положительной высоте всасывания из емкости, в которой давление равно упругости насыщенного пара. В последнем случае при подъеме по всасывающему трубопроводу жидкость частично испаряется, ее температура понижается и, следовательно, уменьшается упругость насыщенного пара. Это замед-

ляет процесс испарения, но в насос поступает смесь жидкости и пара;

4) в небольших автоматических насосных станциях, например для сельского водоснабжения. Центробежные насосы здесь малопригодны, так как требуются обычно малая подача и большой напор; поршневые насосы дороги, громоздки и также не пригодны вследствие того, что условия эксплуатации препятствуют автоматизации;

5) в насосных установках коммунального хозяйства, например в качестве бустерных насосов для водоснабжения и автомоечных насосов. Здесь требуются малые подачи и большие напоры;

6) вместо водокольцевых компрессоров в качестве вакуум-насосов и компрессоров низкого давления;

7) в качестве питательных насосов малых вспомогательных котельных установок.

По типу рабочего колеса вихревые насосы делятся на насосы закрытого и открытого типов. У насосов закрытого типа (см. рис. 5.1) лопатки рабочего колеса короткие. Их внутренний радиус равен внутреннему радиусу канала. Жидкость подводится из всасывающего патрубка непосредственно в канал. У насосов открытого типа (рис. 5.2) внутренний радиус лопаток меньше внутреннего радиуса канала. Жидкость подводится из всасывающего патрубка 1, поступает в подвод 2, из которого через всасывающее окно 3 подводится к лопаткам рабочего колеса 4 и затем поступает в канал 5. От типа колеса зависят его кавитационные свойства, а также самовсасывающая способность и способность работать на газожидкостной смеси. Далее жидкость прогоняется по каналу рабочим колесом и через напорное отверстие 8 уходит в отвод 6 и напорный патрубок 7.

Для определения гидравлической мощности вихревого рабочего процесса N_v рассмотрим равновесие жидкости в канале. На рис. 5.3 изображена развертка сечения канала цилиндром, соосным насосу. На жидкость, находящуюся в канале, действуют силы давления в сечении входа в канал F_v и в сечении выхода из канала F_n , окружная составляющая сил трения жидкости о стенку канала F_u и сила F_k , с которой рабочее колесо действует на жидкость в канале. Учитывая, что моменты скоростей жидкости во входном и выходном се-

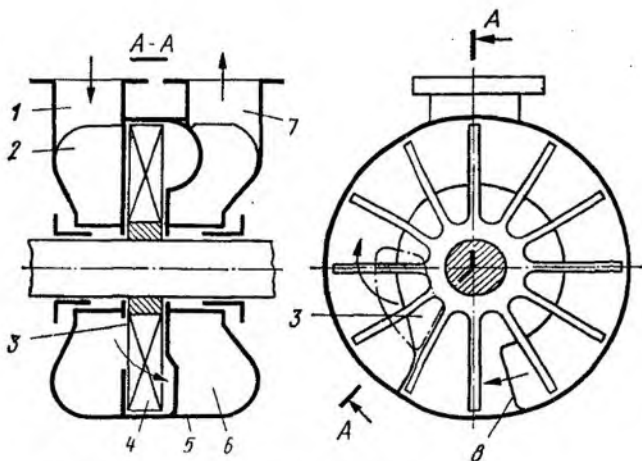


Рис. 5.2. Схема вихревого насоса открытого типа

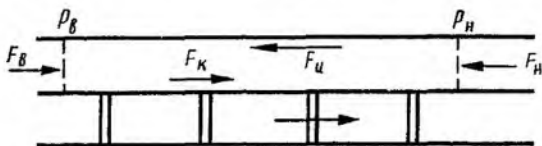


Рис. 5.3. Развертка сечения канала вихревого насоса

чений канала практически одинаковы, получим момент сил, с которыми рабочее колесо действует на жидкость в канале:

$$M_{\text{к}} = (F_{\text{н}} - F_{\text{в}} + F_{\text{ц}}) R_{\text{ц.т}}, \quad (5.1)$$

где $R_{\text{ц.т}}$ — радиус центра тяжести сечения канала.

Умножив уравнение (5.1) на угловую скорость рабочего колеса ω_0 , получим

$$N_{\text{в}} = \left(p_{\text{н}} - p_{\text{в}} + \frac{F_{\text{ц}}}{S} \right) S_{\text{н}}. \quad (5.2)$$

где $p_{\text{н}} - p_{\text{в}} + F_{\text{ц}}/S = \gamma H_{\text{т}}$ ($H_{\text{т}}$ — теоретический напор вихревого рабочего процесса; $p_{\text{в}}$ и $p_{\text{н}}$ — давление у входа в канал и выходе из него); $u = \omega_0 R_{\text{ц.т}}$; S — площадь сечения канала.

Напор, сообщаемый жидкости в результате вихревого рабочего процесса, равен: $H = (p_{\text{н}} - p_{\text{в}}) / \gamma$. Если $Q_{\text{к}}$ — расход жидкости, проходящей через канал вихре-

вого насоса, то полезная мощность вихревого рабочего процесса равна:

$$N_{\text{п}} = (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}) Q_{\text{н}}.$$

Принимая во внимание наличие объемных потерь в уплотнениях канала $\eta_{\text{о.к}}$, потерь из-за утечек через уплотнение перемишки $\eta_{\text{о}}$, гидравлических потерь канала $\eta_{\text{г.к}}$, а также потерь вихревого рабочего процесса $\eta_{\text{р.п}}$, получаем

$$\eta_{\text{г.к}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{о.к}} \eta_{\text{р.п}} = Q/uS.$$

Оптимальный режим вихревого рабочего процесса получается при $Q \approx 0,5 uS$. При этом если $\eta_{\text{о}} \eta_{\text{о.к}} \eta_{\text{р.п}} = 0,5$, то максимальный полный КПД вихревого насоса $\eta_{\text{max}} \ll 0,5$. Таким образом, вихревой рабочий процесс сопровождается большими потерями энергии, что обуславливает низкий КПД вихревого насоса.

Характеристика вихревого насоса, приведенная на рис. 5.4, может быть пересчитана на другую частоту вращения и другие размеры по формулам пересчета, полученным в § 10.

Большинство вихревых насосов обладает самовсасывающей способностью. Для самовсасывания насос должен быть заполнен перед пуском небольшим количеством жидкости. Достаточно даже количества жидкости, какое остается в насосе после предыдущего пуска.

Условия входа жидкости на лопажки колеса вихревого насоса открытого типа и лопастного насоса мало отличаются. Поэтому теория кавитации лопастных насосов применима и для вихревых насосов открытого типа.

У насосов закрытого типа жидкость подводится непосредственно в канал. Следовательно, на рабочее колесо она поступает на большем радиусе, при больших окружных и относительных скоростях. Поэтому кавитационные качества вихревых насосов закрытого типа очень низки. Движение на входном участке канала насоса закрытого типа сложное, так как на движение жидкости из всасывающего патрубка в канал накладывается продольный вихрь. Поэтому аналитический расчет кавитационных качеств насоса закрытого типа в настоящее время невозможен. Для улучшения кавитационных качеств насоса закрытого типа перед вихревым рабочим колесом подключают центробежную ступень. Такой насос называется центробежно-вихревым.

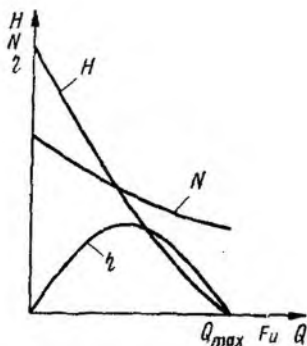


Рис. 5.4. Характеристика вихревого насоса

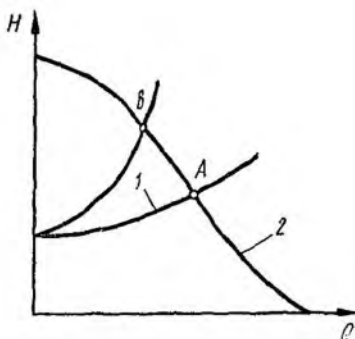


Рис. 5.5. Определение рабочей точки при дросселировании вихревого насоса

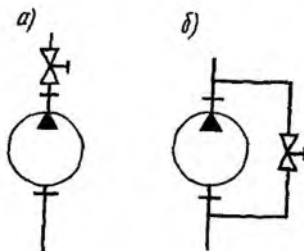


Рис. 5.6. Схемы регулирования подачи вихревого насоса
а — дросселированием; б — перепуском

Режим работы вихревого насоса определяется точкой A (рис. 5.5) пересечения характеристики насоса (кривая 2) и характеристики сети (кривая 1). Наиболее распространенным способом изменения рабочего режима вихревого насоса является регулирование дросселированием, при котором изменение режима осуществляется изменением открытия регулировочной задвижки, установленной на напорном трубопроводе, в результате чего изменяется характеристика сети. Чтобы уменьшить подачу от Q_A до Q_B , надо прикрыть регулировочную задвижку настолько, чтобы характеристика сети прошла через точку B . При уменьшении подачи насоса дросселированием потребляемая мощность возрастает (см. характеристику насоса), поэтому регулирование вихревого насоса экономически невыгодно.

Более выгодным способом регулирования подачи вихревого насоса является регулирование перепуском (рис. 5.6, б). Для этого напорный и всасывающий патрубки насоса соединяют свободным трубопроводом с

установленным на нем регулировочным вентилем. Для уменьшения расхода в установке следует открыть вентиль, благодаря чему часть жидкости, подаваемой насосом, возвращается через отводной трубопровод обратно во всасывающий патрубок, и расход жидкости во внешней сети уменьшается.

Одним из преимуществ регулирования перепуском перед регулированием дросселированием является возможность использования для привода насоса двигателя меньшей мощности. При регулировании перепуском мощность двигателя выбирают по мощности, потребляемой насосом при полностью закрытом перепуске, при дросселировании — по мощности, соответствующей нулевой подаче.

§ 24. Струйные нагнетатели

Устройство и принцип действия струйных аппаратов рассмотрены в гл. 2. В системах теплогазоснабжения и вентиляции они находят довольно широкое применение в виде элеваторов и эжекторов.

Распределение давлений в струйном аппарате показано на рис. 5.7. Изменение полного давления в подающем трубопроводе, камере смешения, диффузоре и в нагнетательном трубопроводе изображено линией $I-a-b-v-g-d-e$. Линия $II-ж-и-к-л$ показывает изменение статического давления на этом тракте. Изменение полного и статического давлений во всасывающем трубопроводе показано соответственно линиями $III-m-n$ и $IV-o-u$. Повышение полного давления в подсосываемой струе, происходящее в камере смешения, изображено линией $n-g$.

Основными параметрами, характеризующими работу струйного аппарата, являются массовые расходы рабочей и подмешиваемой жидкости — G_1 и G_2 , кг/с; полные давления рабочей и подмешиваемой жидкости на входе в аппарат — p_1 и p_2 , Па; давление смеси на выходе — p_3 , Па. Работу струйного аппарата со стороны развиваемого им давления оценивают отношением перепадов давления $\Delta p_c / \Delta p_p$, где $\Delta p_c = p_3 - p_2$ и $\Delta p_p = p_1 - p_2$. Подачу струйного аппарата принято характеризовать коэффициентом смешения $U = G_2 / G_1$.

Уравнение количества движения для струйного аппарата имеет вид

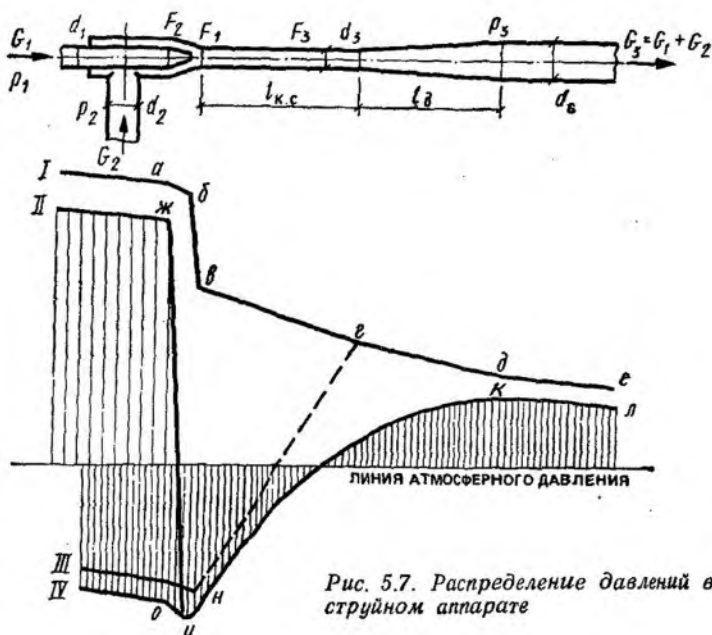


Рис. 5.7. Распределение давлений в струйном аппарате

$$c_1 G_1 + \varphi_{12} c_2 G_2 - \varphi_{13} c_3 (G_1 + G_2) = F_3 (p_3 - p_k), \quad (5.3)$$

где c_1 , c_2 , c_3 — скорости соответственно при выходе из сопла, при входе в камеру смешения и выходе из нее; F_3 — поперечное сечение горловины камеры смешения.

Коэффициенты φ_{12} и φ_{13} учитывают неравномерность полей скоростей во всасывающем коллекторе при входе в камеру смешения и в ее горловине.

Для выходного сечения имеем

$$G_1 + G_2 = c_3 F_3 \rho, \quad (5.4)$$

где ρ — плотность смеси, кг/м^3 .

Уравнения (5.3) и (5.4) позволяют выполнить исследование рабочего процесса струйного аппарата и определить оптимальные соотношения между геометрическими размерами его элементов.

Характеристики струйного насоса, приведенные на рис. 5.8, устанавливают зависимость степени повышения давления в насосе от коэффициента смешения U . При любом заданном коэффициенте смешения отношение $\Delta p_c / \Delta p_p$ тем больше, чем меньше площадь попереч-

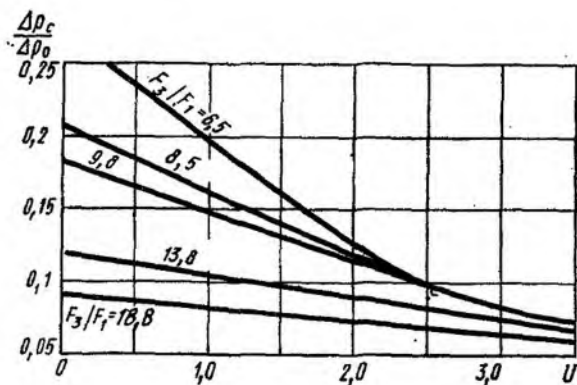


Рис. 5.8. Характеристика струйного насоса

ного сечения камеры смешения F_3 по сравнению с площадью выходного сечения сопла F_1 .

Для всех струйных нагнетателей характерно повышение давления, ими развиваемого, при уменьшении коэффициента подмешивания. Максимальное давление создается при $G_2=0$.

Теоретические расчеты и результаты экспериментов позволили установить для струйных насосов следующие оптимальные геометрические соотношения:

$$l_{к.с} = 4d_3 \text{ при } U \leq 1;$$

$$l_{к.с} = 8d_3 \text{ при } U \geq 3;$$

$$l_d = (6 \div 7) (d_c - d_3);$$

угол раскрытия диффузора при этом составляет $\theta = 8 \div 10^\circ$.

Статический КПД струйного аппарата может быть определен по формуле

$$\eta_s = \Delta p / p_1,$$

где Δp — полное сопротивление сети, преодолеваемое струйным аппаратом, Па.

П. Н. Каменев установил, что

$$U = (nD - 1) / (1 - n \cos \alpha_2),$$

где n — отношение скорости подсосывания к скорости смеси; D — отношение скорости выхода потока из сопла к скорости подсосывания; α_2 — угол между осями рабочего и подсосываемого потоков, град.

Тогда

$$\eta_{э} = \frac{\Delta p (nD - 1)}{p_1 (1 - n \cos \alpha_2)}. \quad (5.5)$$

Из анализа формулы (5.5) следует, что максимальных значений КПД достигает при $\alpha_2 = 0^\circ$ ($\cos \alpha_2 = 1$). Однако даже в лучших конструкциях струйных аппаратов удается достичь лишь $\alpha_2 = 26^\circ$ ($\cos \alpha_2 = 0,9$) и, следовательно, $\eta_{э \max} = 34,8\%$.

Для подбора струйных насосов для систем отопления составлены номограммы и таблицы, приведенные в справочных руководствах. Зная коэффициент смещения, расход теплоносителя и потери давления в системе отопления, определяют номер элеватора и геометрические размеры его отдельных элементов.

Помимо невысокого КПД существенным недостатком элеваторов является постоянство коэффициента смещения, вследствие чего при регулировании нельзя изменять расход сетевой воды, так как изменение расхода сетевой воды через сопло элеватора приводит к пропорциональному изменению расхода воды в местной системе отопления, т. е. к разрегулировке. В последние годы разработаны конструкции элеваторов с «регулируемым соплом», позволяющие в определенных пределах изменять коэффициент смещения, но широкого распространения они не получили.

В вентиляции струйные аппараты-эжекторы применяют главным образом для удаления воздуха, содержащего взрывоопасные или агрессивные пыли, газы и пары. В зависимости от источника рабочего воздуха эжекторы разделяют на эжекторы *низкого* давления (с вентиляторным побуждением) и эжекторы *высокого* давления (с компрессорным побуждением).

С целью удешевления строительства и эксплуатации установок с вентиляторным побуждением в качестве рабочего воздуха можно использовать наружный воздух без предварительного подогрева его в зимнее время или воздух, удаляемый системами вытяжной механической вентиляции.

И. Н. Лейкин, используя метод расчета, предложенный П. Н. Каменевым, составил типовой ряд эжекторов низкого давления с подачей 1000—12 000 м³/ч при сопротивлении всасывающей сети 50—300 Па и коэффициентом смещения $U=1$. Конструктивные размеры

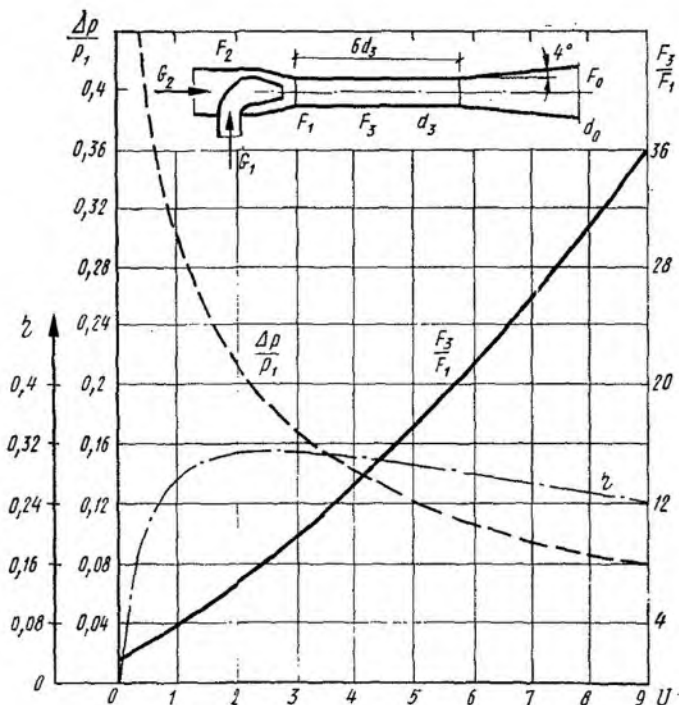


Рис. 5.9. Зависимость относительного давления $\Delta p/p_1$, относительных размеров и η эжектора с диффузором от коэффициента смешения U

этих эжекторов и таблицы для подбора приведены в справочных руководствах.

Если типовые эжекторы не могут быть применены для заданных условий, то основные конструктивные размеры эжекторов можно определить, воспользовавшись зависимостями, предложенными М. М. Гервасьевой (рис. 5.9), которые составлены для эжекторов низкого давления с длиной камеры смешения, равной шести калибрам, углом раскрытия диффузора $\alpha_2 = 8^\circ$ и отношением $F_3/F_c \approx 0,4$.

Зная количество отсасываемого воздуха G_2 , давление на выходе из диффузора p_3 и разрежение p_2 в сечении, где расположен насадок, по графику для η_{max} находят отношения F_3/F_1 , $\Delta p/p_1$ и коэффициент смешения $U/\Delta p = p_3 - p_2$ (p_1 — динамическое давление в выходном

сечении сопла). Затем определяют расход рабочего воздуха, диаметр сопла d_1 и диаметр камеры смешения d_3 . Давление вентилятора, необходимое для подачи эжектирующего (рабочего) воздуха, равно:

$$p_2 = p_1 + \Delta p_c - (p_2 + c^2 \rho / 2),$$

где Δp_c — потери давления в воздуховоде, соединяющем вентилятор и сопло, а также в самом сопле.

Эжекторы высокого давления, работающие на сжатом воздухе, применяют для подачи небольших количеств воздуха (до 1000 м³/ч). Здесь скорость выхода воздуха из сопла принимается равной 320 м/с. Диаметр выходного отверстия сопла рассчитывают по формуле

$$d_1 = 0,0584 \sqrt{G_1}.$$

Для подбора эжекторов давления можно пользоваться номограммами, составленными И. Н. Лейкиным.

При конструировании эжекторных установок, предназначенных для перемещения агрессивных сред, следует учитывать, что стойкость против коррозии материала, из которого выполнен эжектор, должна быть не ниже, чем у воздухопроводов вытяжной системы.

ГЛАВА 6

ПОРШНЕВЫЕ НАГНЕТАТЕЛИ

§ 25. Поршневые насосы

В отличие от динамических нагнетателей, где силовое воздействие на жидкость происходит в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом, в объемных нагнетателях жидкость перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, которая со входом и выходом сообщается попеременно.

Объемным нагнетателем называют гидравлическую машину, преобразующую приложенную к его входному звену (валу) работу внешних сил в механическую энергию потока жидкости.

Заполнение жидкостью рабочей камеры и ее вытеснение происходит в результате увеличения и соответственно уменьшения геометрического объема этих камер. Рабочим органом, непосредственно совершающим рабо-

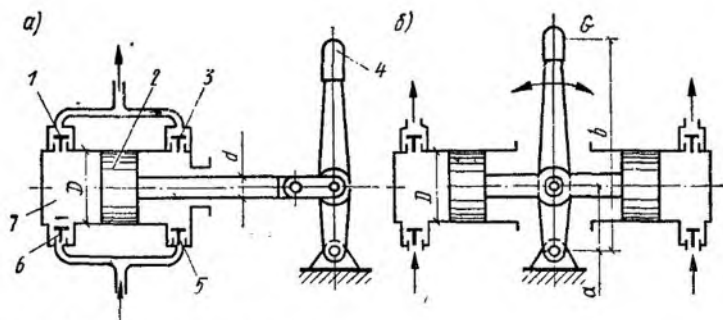


Рис. 6.1. Схемы ручного насоса

а — одноцилиндровый двухстороннего действия; б — двухцилиндровый простого действия

ту вытеснения, является вытеснитель — поршень (плунжер), пластины, зубчатое колесо и т. д. Под рабочей камерой нагнетателя понимается ограниченное изолированное пространство, образованное деталями нагнетателя с периодически увеличивающимся и уменьшающимся при работе объемом и попеременно сообщающееся с нагнетательным и всасывающим каналами.

Для выполнения элементарных функций — перекачивания жидкости и обеспечения различных вспомогательных операций в современной технике часто применяют поршневые насосы с ручным приводом. На рис. 6.1 приведены схемы таких насосов. Насос состоит из цилиндра 7 и поршня 2, шток которого связан с приводной ручкой 4. При качальных движениях ручки поршень совершает возвратно-поступательные движения в цилиндре 7. При движении вправо левая рабочая камера цилиндра будет увеличиваться, в результате чего в ней создается вакуум и жидкость через всасывающий клапан 6 иачинает поступать в эту камеру. Одновременно с этим первая полость цилиндра уменьшается, в ней создается избыточное давление, при котором откроется нагнетательный клапан 3, в результате чего жидкость будет вытеснена поршнем в нагнетательный трубопровод. При движении поршня влево полости всасывания и нагнетания поменяются местами. В этом случае жидкость будет засасываться в рабочую камеру через клапан 5 и нагнетаться через клапан 1. Поскольку часть объема рабочей камеры справа занята штоком, объем жидкости, поступающей в рабочую камеру

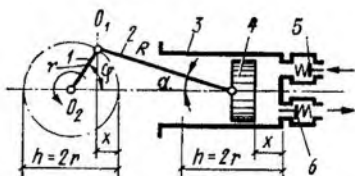


Рис. 6.2. Расчетная схема одноцилиндрового насоса с кривошипно-шатунным приводом поршня

слева, будет больше объема жидкости, поступающей справа.

Расчетная подача жидкости за один ход поршня (при отсутствии утечек) равна объему, описываемому рабочей площадью поршня при его ходе:

вправо

$$q_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) S;$$

влево

$$q_{\text{л}} = \frac{\pi}{4} D^2 S,$$

где D и d — диаметры соответственно поршня и штока; S — ход поршня.

Подача за одно двойное качание (ход) ручки составит

$$q = \frac{\pi}{2} S (2D^2 - d^2).$$

На рис. 6.1, б представлена конструкция двухцилиндрового поршневого насоса, обеспечивающего равные подачи жидкости при движениях ручки в ту и другую стороны. В практике такие насосы применяются для вспомогательных установок давлениями (до 5 МПа) и расходами. Для основных гидроустановок применяют насосы различных конструктивных исполнений с механическим приводом, в качестве которого широко распространен кривошипно-шатунный механизм (рис. 6.2). Возвратно-поступательное движение поршня 4 в цилиндре 3 осуществляется при вращении кривошипа 1 радиусом r вокруг оси O_2 приводного вала в результате шарнирного соединения с шатуном 2. За каждый оборот кривошипа поршень совершит два хода, из которых один может быть использован для всасывания, а другой — для нагнетания жидкости. Для обеспечения процесса нагнетания и всасывания насос снабжен двумя самодействующими клапанами — всасывающим 5 и нагнетательным 6.

Подача поршневого насоса простого действия определяется значениями площади поршня $F_{\text{п}}$ и длины его хода S за один оборот кривошипа, а также частотой вращения вала n в единицу времени (обычно в 1 мин)

$$Q = F_{\text{п}} S n. \quad (6.1)$$

Основа теории. Из рис. 6.2 видно, что подача поршневого насоса связана с работой кривошипно-шатунного механизма и является неравномерной. За один оборот кривошипа подача определяется выражением

$$Q = \omega_{\text{п}} F_{\text{п}}, \quad (6.2)$$

где $\omega_{\text{п}}$ — скорость движения поршня.

Для определения скорости поршня обратимся к схеме, изображенной на рис. 6.2. При повороте кривошипа l на угол φ поршень в цилиндре переместится на величину x

$$x = (r+R) - (r \cos \varphi + R \cos \alpha). \quad (6.3)$$

Скорость движения поршня $\omega_{\text{п}}$ определится как производная пути x от времени t

$$\omega_{\text{п}} = dx/dt. \quad (6.4)$$

Таким образом, подставив выражение (6.3) в уравнение (6.4) и учитывая, что $R/r = \sin \alpha / \sin \varphi$, получим

$$\omega_{\text{п}} = r \left(\sin \varphi + \frac{r}{2R \cos \alpha} \sin r\varphi \right) \frac{d\varphi}{dt}. \quad (6.5)$$

При расчетах часто допускают, что шатун существенно длиннее кривошипа и в этой связи вторым слагаемым правой части выражения (6.5) пренебрегают. Принимая во внимание указанное допущение и имея в виду, что изменение угла поворота кривошипа по времени $d\varphi/dt$ равно угловой скорости вращения кривошипа ω_0 , получим

$$\omega_{\text{п}} = r \omega_0 \sin \varphi. \quad (6.6)$$

Подставляя выражение (6.6) для скорости поршня в уравнение (6.2), видим, что подача поршневого насоса

$$Q = F_{\text{п}} r \omega_0 \sin \varphi$$

меняется по синусоиде и, следовательно, носит неравномерный характер: процесс нагнетания такого насоса будет чередоваться с процессом всасывания через каждые 180° поворота кривошипа. График подачи такого

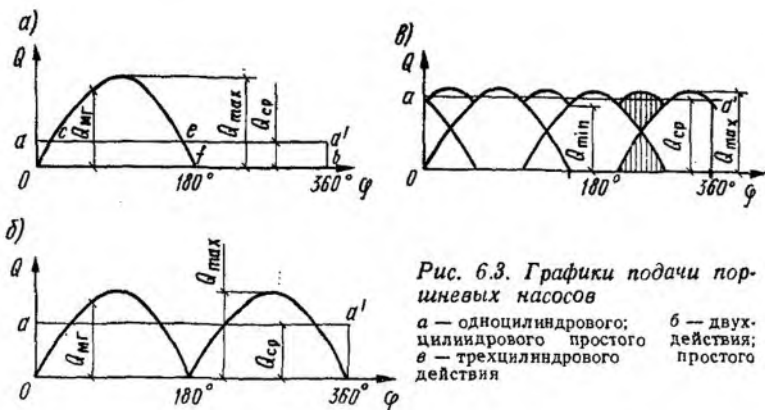


Рис. 6.3. Графики подачи поршневых насосов

а — одноцилиндрового; б — двухцилиндрового простого действия; в — трехцилиндрового простого действия

насоса показан на рис. 6.3, а. Как видно из рисунка, в начале движения кривошипа подача плавно возрастает, достигая максимума при $\varphi=90^\circ$, т. е.

$$Q_{\max} = F_{\text{п}} r \omega_0, \quad (6.7)$$

а затем плавно снижается до нуля; при $\varphi=180^\circ$ начинается процесс всасывания.

Среднюю скорость поршня можно определить с помощью теоремы о среднем.

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{r \omega_0}{\pi} \int_0^\pi \sin \varphi \, d\varphi = \frac{\omega_0 r}{2\pi}. \quad (6.8)$$

За один оборот кривошипа ($0^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$) средняя подача однопоршневого насоса равна:

$$Q_{\text{ср}} = F_{\text{п}} \omega_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{п}} \omega_0 r}{\pi}. \quad (6.9)$$

Отношение $a = Q_{\max}/Q_{\text{ср}}$ характеризует неравномерность подачи. Как следует из уравнений (6.7) и (6.9), неравномерность подачи однопоршневого насоса простого действия равна: $a = \pi$.

Подобная неравномерность подачи явление весьма нежелательное, а в некоторых случаях недопустимое. Поэтому применяются различные методы выравнивания подачи. Одним из распространенных методов является использование насосов многократного действия. Если выполнить цилиндр по схеме, представленной на рис. 6.4, а, то получим насос двойного действия, в кото-

ром за один оборот приводного вала происходят два хода всасывания и два хода нагнетания. График изменения подачи такого насоса представлен на рис. 6.3, б. Средняя теоретическая подача одноцилиндрового насоса двойного действия с кривошипно-шатунным приводом

$$Q = 2rn(2F - f), \quad (6.10)$$

где f — площадь штока.

Пренебрегая площадью штока, можно вычислить коэффициент неравномерности подачи такого насоса. Если иметь в виду, что $\omega_0 = \pi rn/30$, то используя выражения (6.7) и (6.10), получаем $a = \pi/2$.

Для повышения равномерности подачи одноцилиндровых насосов применяют дифференциальные насосы двустороннего действия (рис. 6.4, б). Особенностью конструкции такого насоса является наличие двух камер, из которых одна (слева) имеет всасывающий 5 и нагнетательный 1 клапаны, а другая (справа) не имеет клапанов и постоянно сообщается с линией нагнетания. При входе поршня 2 влево жидкость вытесняется через клапан 1 в нагнетательный трубопровод 3 и одновременно заполняет штоковую полость цилиндра. При ходе поршня вправо, клапан 1 закрывается и жидкость в штоковой полости вытесняется в нагнетательный трубопровод 3 ; одновременно с этим происходит всасывание жидкости 4 через клапан 5 в левую полость.

В соответствии с этим подача насоса при ходе поршня:

влево

$$Q_1 = \frac{\pi D^2}{4} S - \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} S;$$

вправо

$$Q_2 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} S.$$

При условии $\pi D^2/4 = 2\pi d^2/4$ или $D^2 = 2d^2$ подача как при прямом, так и обратном ходе будет

$$Q_1 = Q_2 = \pi d^2 S/4.$$

Весьма эффективным способом выравнивания подачи является применение трехцилиндрового насоса, поршни которого приводятся в движение от общего коленчатого вала, колена которого расположены под

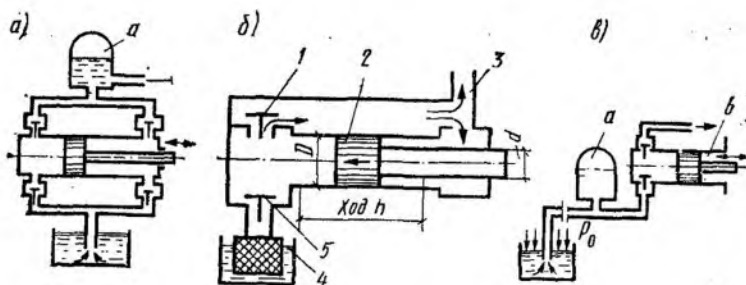


Рис. 6.4. Схемы одноцилиндровых насосов

a — двойного действия с воздушным колпаком на напорной линии; *b* — дифференциального двойного действия; *в* — простого действия с воздушным клапаном на всасывающей линии

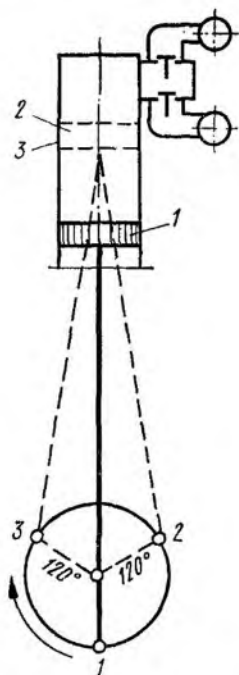


Рис. 6.5. Схема трехцилиндрового насоса простого действия
1 и 2 — положения поршня; 3 — корпус

углом 120° (рис. 6.5). График подачи трехцилиндрового (трехпоршневого) насоса простого действия показан на рис. 6.3, *в*. Коэффициент неравномерности подачи такого насоса $a = 1,047$.

Применяют также насосы четырехкратного и шестикратного действия, представляющие собой сдвоенные и строенные насосы двустороннего действия.

Другим способом выравнивания подачи поршневых насосов является применение воздушных колпаков,

устанавливаемых на напорной (рис. 6.4, а) и всасывающей (рис. 6.4, в) линиях. Применение воздушных колпаков, представляющих собой закрытые резервуары с жидкостью, в верхней части которых находится воздух, связано с использованием упругости газа.

В схеме с колпаком, установленным на нагнетательной линии, жидкость подается насосом не в напорный трубопровод, а в колпак, частично заполненный воздухом, который при повышении давления сжимается, а при уменьшении — расширяется. Максимальному объему воздуха V_{max} в колпаке соответствует минимальный объем жидкости, и наоборот. Таким образом, с изменением объема воздуха от V_{max} до V_{min} воздушный колпак принимает объем жидкости $\Delta V = V_{max} - V_{min}$ при возрастающей подаче и отдает этот объем в напорную линию при убывающей подаче насоса. В соответствии с этим давления в колпаке изменяются от p_{min} до p_{max} и вновь понижаются до p_{min} . Если объем воздуха в колпаке относительно большой, то при уменьшении его на величину ΔV , равную объему аккумулируемой в колпаке жидкости, указанное изменение объема может не сопровождаться заметным изменением давления. Следовательно, при достаточно большом воздушном объеме колпака давление в нем во время работы насоса сохраняется практически постоянным, т. е. жидкость поступает в напорный трубопровод под постоянным напором.

Степень неравномерности давления в колпаке соответствует

$$\delta = (p_{max} - p_{min}) / p_{cp}. \quad (6.11)$$

Очевидно, что чем больше значение δ , тем больше колебания скорости жидкости, вытекающей из колпака в напорный трубопровод. Опыт показал, что при значениях $\delta = 0,025$ изменение скорости жидкости настолько незначительно, что им можно пренебречь и движение жидкости считать установившимся.

Аналогичные рассуждения можно привести и применительно к колпаку, установленному на всасывающей стороне, с тем лишь различием, что в этом случае давление в колпаке изменяется по ходу поршня в противоположном порядке.

Расчет колпаков сводится главным образом к определению его размеров, при которых степень неравномерности не превосходит заданного значения.

Если допустить, что в воздушном колпаке происходит изотермическое сжатие воздуха, т. е.

$$\rho_{max} V_{max} = \rho_{min} V_{min}, \quad (6.12)$$

то подставляя выражение (6.12) в выражение (6.11), получаем

$$\delta = \Delta V / V_{cp} \quad \text{или} \quad V_{cp} = \Delta V / \delta.$$

Для колпаков, устанавливаемых на напорном трубопроводе, обычно принимают для насосов: простого действия

$$V_{cp} = \Delta V / \delta = 22 F_{\pi} S;$$

двойного действия

$$V_{cp} = \Delta V / \delta = 9 F_{\pi} S;$$

тройного действия

$$V_{cp} = \Delta V / \delta = 0,5 F_{\pi} S,$$

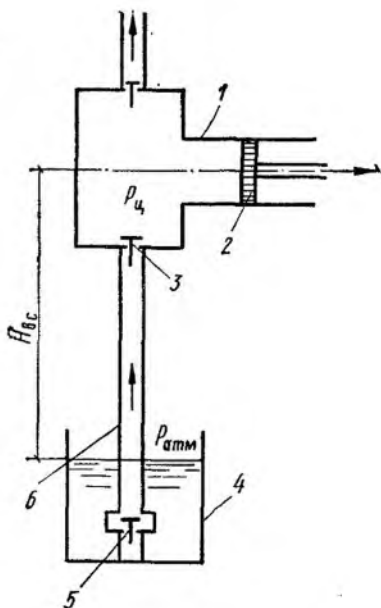
где F_{π} и S — площадь и ход поршня соответственно.

Для колпаков, установленных на всасывающей линии, можно допустить большую неравномерность давления. Так, при короткой всасывающей трубе и высоте всасывания до 5 м при работе на воде принимают $\delta = 0,05$. Однако с увеличением длины трубы и повышением высоты всасывания величина δ должна выбираться соответственно меньшей.

Следует заметить, что количество воздуха во всасывающем колпаке с течением времени увеличивается вследствие выделения его из жидкости, а в нагнетательном, наоборот, убывает, вследствие растворения его в жидкости. Поэтому периодически необходимо удалять часть воздуха из колпака, установленного на всасывающей линии, и добавлять его в колпак, установленный на нагнетательной линии.

Высота всасывания. У самовсасывающих насосов (т. е. таких, в которых обеспечивается подъем жидкости во всасывающем трубопроводе) необходимое абсолютное давление во всасывающем патрубке зависит от высоты всасывания $H_{вс}$ и потерь напора во всасывающей магистрале. (При определении потерь следует учитывать и ту часть всасывающего трубопровода, которая находится ниже уровня жидкости.) Рассмотрим схему насосной установки, изображенную на рис. 6.6. Под действием разности атмосферного давления $p_{ат}$, действующей

Рис. 6.6. Схема насосной установки с поршневым насосом



щего на свободную поверхность жидкости, находящейся в резервуаре 4, и переменного давления $p_{ц}$ в рабочей полости цилиндра 1 при ходе поршня 2 в режиме всасывания жидкость поднимается во всасывающей магистрали 6, заканчивающейся клапаном 3, преодолевая гидравлические сопротивления. Если при пуске насос будет перекачивать воздух, то при определенной высоте нагнетания $H_{н}$ могут создаваться условия, при которых давление вытесняемого из цилиндра воздуха окажется меньшим, чем давление, создаваемое столбом высотой $H_{н}$. В результате насос не сможет вступить в работу. Для предотвращения этого явления цилиндр насоса и всасывающую трубу перед пуском заполняют перекачиваемой жидкостью, вследствие чего облегчается его запуск, а также исключается работа поршневой группы насоса без жидкости, при которой происходит интенсивный износ уплотнительных и прочих узлов. Для удержания жидкости во всасывающей трубе при неработающем на участке насосе, погруженном в жидкость, устанавливают обычно обратный клапан 5.

Высота поднятия жидкости $H_{вс}$, отсчитываемая обычно от уровня свободной поверхности резервуара 4 до

оси цилиндра, называется вакуумметрической высотой всасывания. Она будет тем выше, чем больше разрежение в пространстве клапанной крышки, создаваемое поршнем. Максимальная высота поднятия жидкости определится равенством нулю давления на свободной поверхности столба

$$H_{вс}^{max} = p_{ат}/\gamma = 10 \text{ м.}$$

На практике такую высоту всасывания получить невозможно, так как при достижении давления насыщенных паров в результате появления газа нарушится сплошность жидкости и произойдет ее отрыв от поршня. Давление насыщенных паров $p_{н.п}$ зависит от вида жидкости и ее температуры.

Как известно, в результате движения жидкости возникают гидравлические сопротивления всасывающей магистрали, а также инерционные потери, обусловленные ускорением поршня и, следовательно, неравномерностью движения жидкости во всасывающей трубе. Величина этих потерь выражается как произведение массы жидкости, движущейся во всасывающей магистрали, на ее ускорение, которое можно принять равным ускорению поршня. Как известно, ускорение поршня — это производная скорости поршня $\omega_{п}$ по времени, т. е.

$$I = \frac{d\omega_{п}}{dt} = -r \cos\varphi \frac{d^2\varphi}{dt^2}$$

или

$$I = -r \cos \varphi \omega_0^2. \quad (6.13)$$

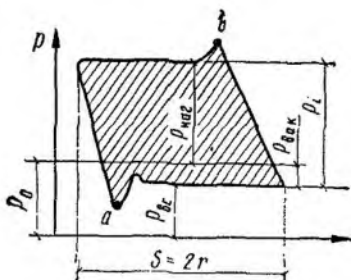
Угловая скорость вращения кривошипа ω_0 , 1/с, связана с частотой вращения кривошипа зависимостью

$$\omega_0 = n\pi/60. \quad (6.14)$$

Из выражений (6.13) и (6.14) видно, что инерционные потери пропорциональны квадрату частоты вращения привода. Увеличение частоты вращения привода существенно снижает допустимую высоту всасывания, поршневого насоса. Допустимая высота всасывания, например, воды с температурой до 30°C обычно не превышает 5—6 м.

Индикаторная диаграмма насоса. При всасывающем ходе поршня в цилиндре насоса создается разрежение, вследствие чего жидкость под действием разности давления (атмосферного p_1 и вакуума в цилиндре $p_{вс.ц}$)

Рис. 6.7. Индикаторная диаграмма работы поршневого насоса



будет следовать за поршнем. При всасывании поршень совершает работу по поднятию столба жидкости во всасывающем трубопроводе на высоту $H_{вс}$, а также по преодолению различных сопротивлений как в трубопроводе, так и в клапанах. При нагнетании поршень, достигая давления p , совершает работу по поднятию жидкости в напорном трубопроводе на высоту $H_{н}$, и по преодолению сопротивлений в напорной магистрали.

На рис. 6.7 показана индикаторная диаграмма работы поршневого насоса простого действия. В начале всасывания (точка a) и в конце нагнетания (точка b) наблюдаются колебания давлений, обусловленные инерционностью жидкости.

Полное давление, определяющее работу, совершаемую поршнем за один оборот вала (заштрихованная площадь), называется индикаторным давлением p_i и определяется выражением

$$p_i = p_{вак} + p_{наг}.$$

В соответствии с этим мощность, передаваемая жидкости от приводного вала через поршень и называемая индикаторной мощностью N_i , определится выражением

$$N_i = p_i F_{\pi} S n / 60. \quad (6.15)$$

Для насосов двойного и многократного действия индикаторная мощность вычисляется как сумма индикаторных мощностей, определенных для насоса простого действия.

Мощность $N_{в}$, подводимая к валу насоса, больше индикаторной мощности на величину механических потерь, вызванных работой сил трения. Таким образом, механический КПД

$$\eta_m = N_i / N_{в}.$$

Рис. 6.8. Искаженные индикаторные диаграммы

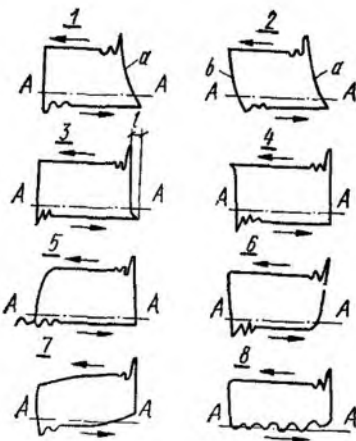
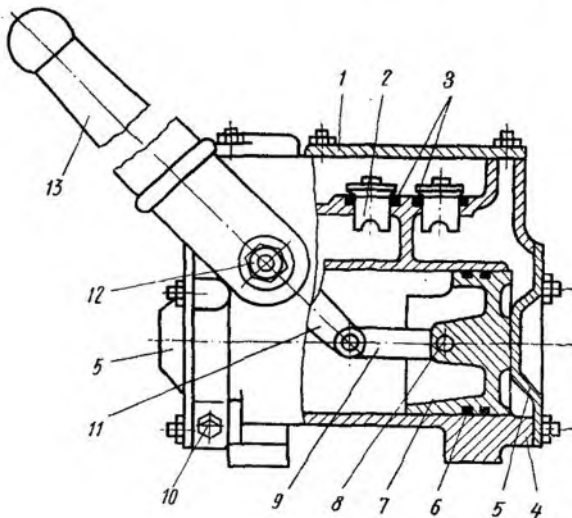


Рис. 6.9. Разрез ручного одноцилиндрового поршневого насоса двойного действия

1 — верхняя крышка; 2 — всасывающий и нагнетательный клапан; 3 — седло; 4 — корпус; 5 — боковые крышки; 6 — поршневые кольца; 7 — поршень; 8 — пальцы; 9 — стяжки; 10 — пробки; 11 — кривошип; 12 — вал насоса; 13 — рукоятка



никами, в которых насосы сгруппированы по конструктивному принципу и по назначению.

В настоящем параграфе в качестве примеров рассмотрены наиболее характерные конструкции насосов.

На рис. 6.9 показан разрез ручного одноцилиндрового поршневого насоса двойного действия Р.1,6—2,0, предназначенного для перекачивания пресной и мор-

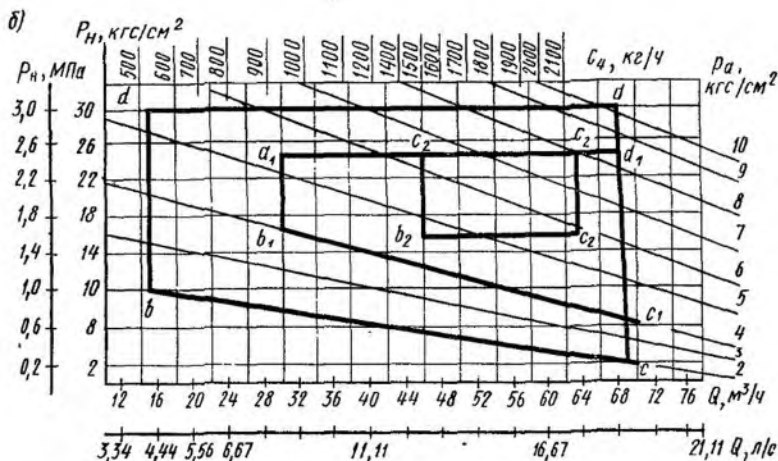
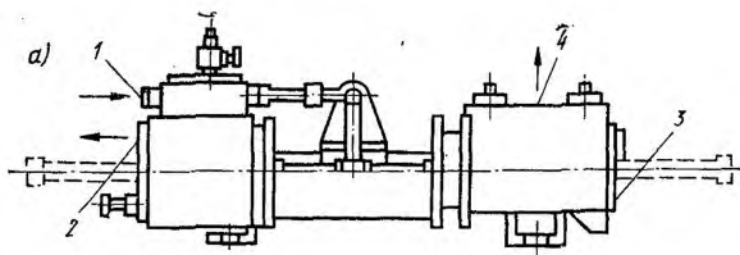


Рис. 6.10. Общий вид (а) и номограмма основных рабочих параметров (б) поршневого парового прямодействующего насоса ПДГ 60/20А

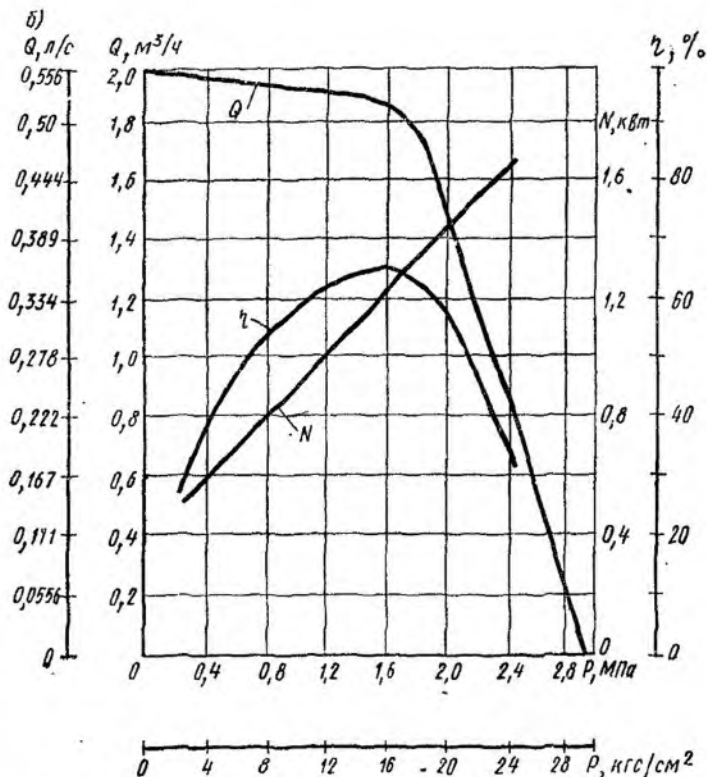
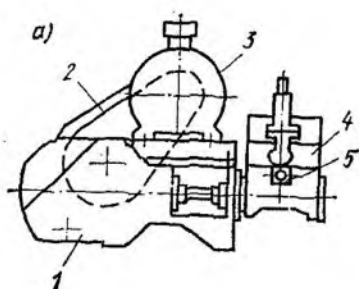
1; 2; 3 и 4 — фланцы соответственно паровпускной, паровыпускной, всасывающий и нагнетательный

ской воды светлых и темных нефтепродуктов с температурой до 70°C и кинематической вязкостью до $10 \text{ см}^2/\text{с}$. Маркировка насоса означает: Р — ручной, 1,6 — теоретическая подача за один двойной ход, л; 20 — напор, м.

Поршневые паровые прямодействующие насосы, выпускаемые отечественной промышленностью, подразделяются на насосы общепромышленного назначения и нефтяные. Насосы общепромышленного исполнения предназначены для перекачивания пресной воды, темных нефтепродуктов и других жидкостей, сходных с указанными по химической активности, с температурой

Рис. 6.11. Общий вид (а) и характеристика (б) питательного насоса ПН 1,6/16Б

1 — корпус насоса; 2 — ремень; 3 — электродвигатель; 4 — коробка клапанная; 5 — всасывающий патрубок



до 105°C и кинематической вязкостью до $8 \text{ см}^2/\text{с}$. Они обеспечивают регулирование подачи или давления на выходе от 25 до 110% номинальных значений путем изменения числа двойных ходов и давления пара на входе.

Насосы состоят из паровой и гидравлической частей. Каждый насос включает в себя два гидравлических и два паровых цилиндра, поршни которых жестко связаны между собой. В паровые цилиндры, являющиеся приводными (силовыми), с помощью золотникового распределителя подводится свежий пар и отводится отработавший. Свежий пар, поступая попеременно в рабочую полость паровых цилиндров, приводит в движение паровые поршни. Одновременно с движением парового поршня начинает двигаться и жестко связанный с ним гидравлический поршень.

На рис. 6.10, *а* показан общий вид поршневого парового прямодействующего насоса ПДГ 60/20А и дается номограмма основных рабочих параметров (рис. 6.10, *б*) этого насоса. Маркировка насоса означает: ПДГ — прямодействующий, двухпоршневой, горизонтальный; 60 — номинальная подача, м³/ч; 20 — номинальное давление на выходе, ат; А — модернизация.

Отечественной промышленностью выпускаются электронасосные питательные агрегаты типа ПН. На рис. 6.11, *а* показан общий вид насоса ПН 1,6/16Б, а на рис. 6.11, *б* приведена его характеристика. В состав электронасосного агрегата входят: двухпоршневой горизонтальный насос двустороннего действия и электродвигатель. Привод от электродвигателя к насосу осуществляется с помощью клиноременной передачи. Маркировка насоса означает: ПН — питательный насосный агрегат; 1,6 — подача, м³/ч; 16 — давление на выходе из насоса, ат; Б — модернизация.

§ 26. Поршневые компрессоры

По принципу действия (т. е. по способу сообщения энергии) компрессоры разделяют на объемные и динамические.

В *объемных* компрессорах давление газа повышается вследствие уменьшения пространства, в котором находится газ; в идеальном случае это пространство является абсолютно герметичным и никаких утечек в процессе повышения давления не происходит. К объемным компрессорам относятся поршневые, мембранные и роторные. Последние в свою очередь подразделяются на пластические, жидкостно-кольцевые и винтовые.

К *динамическим* относятся центробежные и осевые компрессоры. В них давление повышается при непрерывном движении газа через проточную часть машины за счет энергии, которую сообщают частичкам газа лопатки вращающегося ротора. При этом кинетическая энергия преобразуется в работу сил давления.

Все компрессоры независимо от принципа действия подразделяются по основным эксплуатационным параметрам — давлению и подаче. Компрессоры, сжимающие газ до избыточного давления 0,2—1,0 МПа, называют компрессорами низкого давления, до давления 1,0—10,0 МПа — среднего и до давления 10—100 МПа — компрессорами высокого давления.

К компрессорам предъявляются в основном такие же требования, как и ко всем другим изделиям машиностроения. Компрессор должен быть надежным и экономичным в эксплуатации, прост в монтаже и обслуживании, технологичен в изготовлении; показатели, характеризующие его металлоемкость и энергопотребление, должны быть минимально возможными. Очевидно, что обеспечить в равной степени выполнение всех этих требований в одной конструкции практически невозможно. Поэтому каждый тип компрессора имеет свои достоинства и недостатки по сравнению с другими, и выбор типа и конструкции зависит от конкретных условий.

У поршневых компрессоров проблемы достижения высоких давлений не существует. Но для повышения подачи необходимо увеличивать размеры цилиндра и всех других узлов компрессора. При этом увеличивается масса узлов, совершающих возвратно-поступательное движение, и соответственно действующие на них силы инерции. Поэтому при увеличении габаритов поршневых компрессоров приходится снижать скорость движения поршня.

На рис. 6.12 представлена схема поршневого компрессора простого действия. В цилиндре расположен поршень, который под действием кривошипно-шатунного механизма совершает возвратно-поступательное движение. На крыше цилиндра расположены всасывающий и нагнетательный клапаны. Всасывающий клапан открывается в сторону поршня, а нагнетательный в сторону нагнетательного трубопровода. Оба клапана составляют механизм распределения, регулирующий поступление газа в цилиндр и подачу его из цилиндра в нагнетательный трубопровод.

Рис. 6.12. Схема вертикального одноступенчатого компрессора простого (одностороннего) действия

1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — рубашка для охлаждения цилиндра; 4 — шатун; 5 — кривошип коленчатого вала; 6 — станна — картер; 7 — всасывающий клапан; 8 — всасывающий патрубок; 9 — нагнетательный патрубок; 10 — нагнетательный клапан; 11 — рубашка для охлаждения крышки; 12 — крышка цилиндра

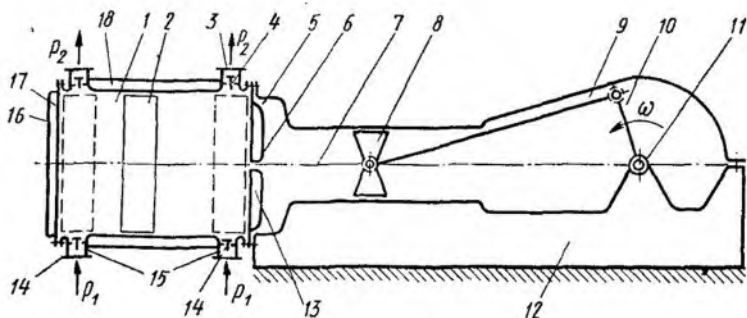
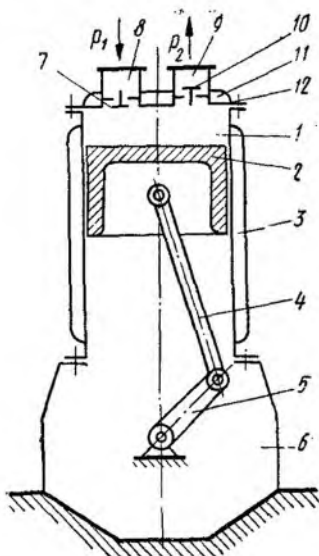


Рис. 6.13. Схема горизонтального одноступенчатого компрессора двойного действия

1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — нагнетательный патрубок; 4 — нагнетательный клапан; 5 — задняя крышка цилиндра; 6 — сальник; 7 — шток; 8 — крейцкопф; 9 — шатун; 10 — кривошип коленчатого вала; 11 — коленчатый вал; 12 — станна; 13 — рубашка для охлаждения задней крышки; 14 — всасывающий патрубок; 15 — всасывающие клапаны; 16 — передняя крышка цилиндра; 17 — рубашка передней крышки; 18 — рубашка для охлаждения цилиндра

При движении поршня вниз давление в пространстве между цилиндром и поршнем становится меньше, чем во всасывающей трубке, всасывающий клапан открывается и газ попадает в цилиндр. Когда поршень дости-

гает крайнего нижнего положения, давление в цилиндре и всасывающем трубопроводе практически выравнивается и клапан под действием пружины прижимается к седлу и перекрывает отверстие, соединяющее полость цилиндра со всасывающим трубопроводом. В течение всего периода всасывания отверстие нагнетательного клапана закрыто.

При движении поршня вверх происходит сжатие газа, находящегося в цилиндре, и когда давление его станет больше давления в нагнетательном трубопроводе, нагнетательный клапан откроется и газ вытолкнется из цилиндра. Процессы всасывания и нагнетания, совершаемые за один оборот коленчатого вала, составляют полный цикл работы компрессора.

Компрессор описанной выше конструкции называется одноступенчатым компрессором простого действия. Очевидным недостатком такого компрессора является то, что его поршень имеет одну рабочую сторону, и полезная работа совершается только при движении поршня в одном направлении.

Более экономичной и производительной является конструкция компрессора так называемого двойного действия (рис. 6.13). Компрессор двойного действия работает следующим образом. Когда поршень движется вправо, в левой части цилиндра создается разрежение и газ через левый всасывающий клапан поступает в цилиндр. В это же время в правой части цилиндра происходит сжатие газа, вошедшего в рабочее пространство в предыдущем цикле, и выталкивание его через правый нагнетательный клапан в нагнетательный трубопровод. При движении поршня влево всасывание происходит через правый всасывающий клапан, а выталкивание сжатого газа — через левый нагнетательный клапан. В этом случае обе стороны поршня являются рабочими.

Компрессоры простого и двойного действия могут иметь один или несколько цилиндров. Компрессор, который имеет несколько цилиндров, работающих параллельно и выталкивающих сжатый газ в один и тот же нагнетательный коллектор, называется многоцилиндровым одноступенчатым компрессором.

Если в компрессоре несколько цилиндров работают последовательно, т. е. сжатый воздух из одного цилиндра поступает для дальнейшего сжатия в следую-

щий, то такой компрессор называется многоступенчатым. Если же в каждой рабочей полости компрессора давление повышается от давления во всасывающей полости до давления в нагнетательном трубопроводе то независимо от числа цилиндров и рабочих полостей такой компрессор является одноступенчатым.

Рассмотрим работу механизма движения компрессора, под действием которого поршень совершает возвратно-поступательное движение (см. рис. 6.13). Шатун служит для передачи движения от кривошипа коленчатого вала, при этом вращательное движение вала преобразуется в возвратно-поступательное.

Крейцкопф — деталь, скользящая в прямолинейных направляющих, жестко связанная со штоком и шарнирно с шатуном. Крейцкопф передает продольное усиление на шток, а поперечное — на направляющие. В бескрейцкопфных компрессорах движение от вала поршню передается шатуном. Шток служит для соединения поршня с крейцкопфом.

Основы теории. Как известно, компрессоры предназначены для сообщения дополнительной энергии движущемуся газу. Это происходит вследствие того, что газ в рабочем пространстве поршневого компрессора сжимается под действием движущегося поршня. Дополнительной энергии передается газу ровно столько, сколько затрачивается работы на сжатие газа. Процесс сжатия — расширения газа в компрессоре принято изображать в диаграммах чаще всего в координатах $p-v$ (p — давление газа, v — удельный объем).

Рассмотрим теоретический процесс работы поршневого компрессора, изображенного на рис. 6.14. Поршень П из крайне правого положения (на $p-v$ -диаграмме точка 1) начинает двигаться влево. Всасывающий (выпускной) клапан В мгновенно закрывается и начинается процесс сжатия газа в рабочем пространстве компрессора. Этот процесс, который на диаграмме происходит вдоль линии 1—2, характеризуется уменьшением объема рабочего пространства и возрастанием давления газа. Когда поршень достигает положения 2, давление газа в рабочем пространстве компрессора становится равным давлению в напорном трубопроводе p_2 . В этом случае открывается выпускной (нагнетательный) клапан Н и происходит выталкивание газа из рабочего пространства компрессора в напорный трубопровод. На

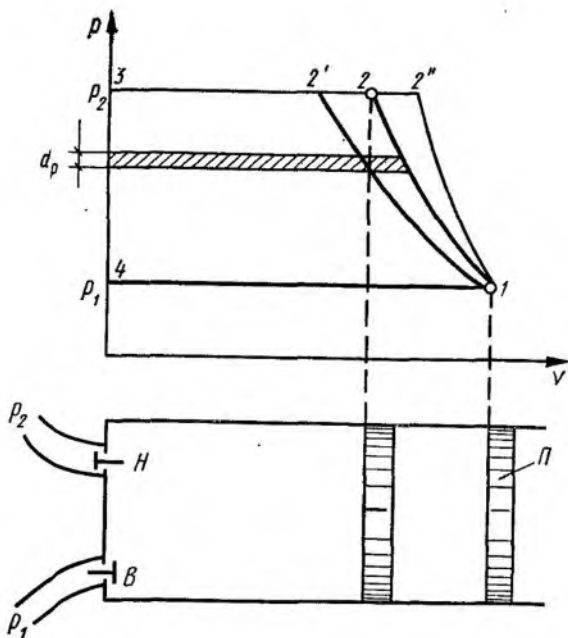


Рис. 6.14. Теоретическая диаграмма работы поршневого компрессора

p — v -диаграмме этот процесс изображен линией 2—3. Точка 3 соответствует крайне левому положению поршня. Поскольку мы рассматриваем теоретический цикл, то исходим из предположения, что весь газ, находящийся в рабочем пространстве компрессора, выталкивается в напорный трубопровод. В этом случае как только начинается обратное движение поршня (влево), происходит мгновенное уменьшение давления до значения p_1 и открывается впускной клапан В. Этот процесс на p — v -диаграмме соответствует линии 3—4. По мере перемещения поршня вправо происходит процесс всасывания газа, т. е. процесс заполнения газом рабочего пространства компрессора, который на p — v -диаграмме изображается линией 4—1. Полученная диаграмма называется теоретической диаграммой работы поршневого компрессора.

Как видно из диаграммы, процесс всасывания и нагнетания происходит при постоянном давлении, а в про-

цессе сжатия меняется и давление, и объем. Известно, что при сжатии газ нагревается и температура его повышается. Если при этом газ не обменивается теплотой с окружающей средой, то такое сжатие называется адиабатическим и связь между давлением и объемом определяется выражением

$$pv^k = \text{const}, \quad (6.16)$$

где k — показатель адиабаты.

В том случае, когда теплота нагретого от сжатия газа отбирается, можно создать условия, при которых газ будет сжиматься при постоянной температуре. Такой процесс сжатия называется изотермическим, а связь между удельным объемом и давлением определяется выражением

$$pv = \text{const}. \quad (6.17)$$

Если в процессе сжатия отбирается не вся теплота, то такой термодинамический процесс называется политропическим и связь между давлением и удельным объемом определяется выражением

$$pv^n = \text{const},$$

где показатель политропы n находится в пределах

$$1 \leq n \leq k,$$

Если считать, что кривая 1—2 на p — v -диаграмме соответствует политропическому процессу сжатия, то кривая 1—2' отражает изотермический процесс, а кривая 1—2'' — адиабатический.

Из курса термодинамики известно, что работа, затрачиваемая в компрессоре на сжатие газа и его перемещение, равна произведению объема на изменение давления, т. е.

$$dA = v dp. \quad (6.18)$$

На p — v -диаграмме это произведение изображается заштрихованной площадью. Если иметь в виду, что процесс сжатия газа в компрессоре происходит от p_1 до p_2 , то работа, затрачиваемая в компрессоре на изотермическое сжатие, определится площадью фигуры 1—2—3—4 и может быть рассчитана на основе выражений (6.17) и (6.18)

$$A_{\text{из}} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (6.19)$$

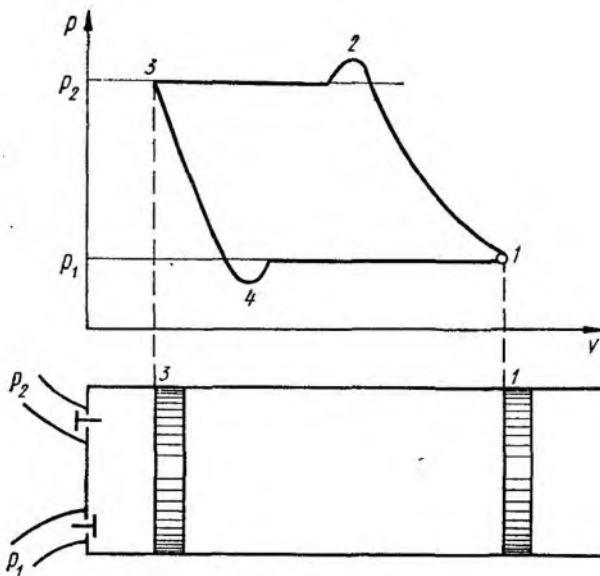


Рис. 6.15. Индикаторная диаграмма работы поршневого компрессора

Работа, затрачиваемая в компрессоре на адиабатическое сжатие, определится площадью фигуры $1-2''-3-4$ и может быть рассчитана на основе выражений (6.16) и (6.18)

$$A_{ад} = p_1 v_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (6.20)$$

Работа, затрачиваемая в компрессоре на политропическое сжатие, определится площадью фигуры $1-2-3-4$ и рассчитана быть не может, так как для каждого отдельного случая показатель политропы зависит от температуры газа, находящегося в компрессоре.

Как видно из $p-v$ -диаграммы, минимальная работа, затрачиваемая на сжатие газа в компрессоре, соответствует изотермическому процессу, который следует реализовать с помощью различных охлаждающих устройств.

Действительная индикаторная диаграмма отличается тем, что при ее построении не был учтен ряд особенно-

стей, вызванных конструктивными элементами. Чтобы понять их влияние, построим индикаторную диаграмму в тех же $p-v$ координатах. Пусть, как и прежде, поршень расположен в крайнем правом положении 1 (рис. 6.15) и в рабочем пространстве цилиндра находится газ под давлением p_1 . При движении поршня влево газ начнет сжиматься, но при достижении давления p_2 нагнетательный клапан не откроется. Для открытия клапана необходимо создать несколько большее давление, чтобы преодолеть его инерцию покоя (линия 1—2).

После открытия клапана давление в рабочем пространстве компрессора выравнивается и газ выталкивается поршнем в напорный трубопровод. На $p-v$ -диаграмме это соответствует линии 2—3. Однако весь газ вытолкнуть из рабочего цилиндра невозможно, так как поршень не может вплотную подойти к крышке, где находятся клапаны. Поэтому часть газа останется в цилиндре. Объем, занятый этим газом, оставшимся под давлением нагнетателя p_2 , называется объемом «вредного» пространства. Этот объем действительно вреден, так как он мешает полному использованию рабочего пространства компрессора. Точка 3 соответствует крайне левому положению поршня. При движении поршня вправо газ, находящийся во вредном пространстве, должен расширяться, чтобы давление стало несколько ниже, чем давление во всасывающем трубопроводе (линия 3—4). После открытия клапана давление выравнивается и всасывание газа происходит при постоянном давлении p_1 . Полученная замкнутая кривая 1—2—3—4 на $p-v$ -диаграмме называется индикаторной диаграммой поршневого компрессора. Площадь этой диаграммы определяют экспериментально с помощью индикатора.

Вредное пространство. Наличие вредного пространства приводит к уменьшению объема всасываемого газа, так как всасывание новой порции газа начинается не в начале обратного хода поршня, а в конце процесса расширения объема газа, оставшегося во вредном пространстве. Таким образом, объем всасываемого газа $v_{вс}$ всегда меньше рабочего объема цилиндра v_p . Отношение объема всасываемого газа к рабочему объему цилиндра называется объемным КПД λ_0 :

$$\lambda_0 = V_{вс} / V_p. \quad (6.21)$$

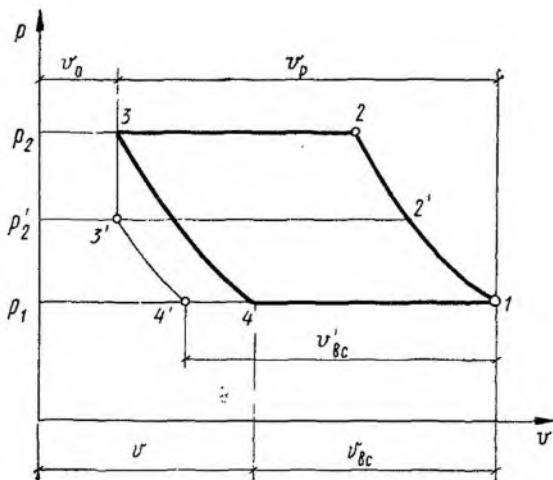


Рис. 6.16. Учет вредного пространства при работе поршневого компрессора

Для оценки объемного КПД обратимся к рис. 6.16, из которого очевидным является следующее равенство:

$$V_0 + V_p = V + V_{вс}, \quad (6.22)$$

где V_0 — объем вредного пространства; V — объем расширившегося газа.

Из выражения (6.22) получаем

$$V_{вс} = V_p - V + V_0,$$

откуда выражение для λ_0 будет иметь вид

$$\lambda_0 = 1 - \frac{V_0}{V_p} \left(\frac{V}{V_0} - 1 \right).$$

Отношение $V_0/V_p = a$ называется относительным объемом вредного пространства.

При адиабатическом процессе сжатия газа в компрессоре связь между объемом и давлением определится из уравнения адиабаты

$$p_2 V^{k_0} = p_1 V^k,$$

откуда

$$V/V_0 = (p_2/p_1)^{1/k}.$$

Отношение $p_2/p_1 = \varepsilon$ называется степенью сжатия газа в компрессоре. Таким образом, для λ_0 можно записать

$$\lambda_0 = 1 - a(\varepsilon^{1/k} - 1). \quad (6.23)$$