



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

ПОСОБИЕ

**по одноименному курсу
для студентов специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2007

УДК 621.4(075.8)
ББК 31.36я73
Н16

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 4 от 20.02.2006 г.)*

Автор-составитель: *Н. А. Вальченко*
Рецензент: канд. физ.-мат. наук, доц. каф. «Физика»
ГГТУ им. П. О. Сухого *А. И. Кравченко*

Н16 **Нагнетатели** и тепловые двигатели : пособие по одноим. курсу для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» днев. и заоч. форм обучения / авт.-сост. Н. А. Вальченко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2007. – 60 с.– Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-649-3.

Изложены теоретические сведения о нагнетателях, наиболее часто применяемых в теплоэнергетике: центробежных и осевых. Описаны многоступенчатые и многопоточные центробежные машины, методы регулирования подачи. Рассмотрены осевые и радиальные силы, возникающие в центробежных насосах, конструктивные особенности центробежных и осевых машин.

Для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.4(075.8)
ББК 31.36я73

ISBN 978-985-420-649-3

© Вальченко Н. А., составление, 2007
© Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», 2007

ВВЕДЕНИЕ

На всех теплоэнергетических установках промышленных предприятий обязательно используются различные виды нагнетателей. В теплоэнергетических установках для питания котлов, подачи конденсата в системе регенеративного подогрева питательной воды, циркуляционной воды в конденсаторы турбин, сетевой воды в системах теплофикации применяются центробежные насосы.

Центробежные насосы работают в промышленности в системах хозяйственного и технического водоснабжения, а также для подачи различных растворов и реагентов в технологических схемах производств.

Широкое распространение имеют различные машины для сжатия и перемещения воздуха и технических газов. Центробежные и осевые вентиляторы больших подач и значительных напоров применяются в качестве дымососов и для подачи воздуха в топку котлов. Все обширное вентиляционное хозяйство промышленных предприятий и гражданских сооружений основывается на применении центробежных вентиляторов низких и средних напоров.

Настоящее пособие соответствует программе курса «Нагнетатели и тепловые двигатели» и базируется на знании таких дисциплин, как «Теоретическая механика», «Гидрогазодинамика» и «Техническая термодинамика». В пособии изложены материалы о нагнетателях, наиболее часто применяемых в теплоэнергетике: центробежных и осевых. От их правильной эксплуатации и подбора зависит нормальная работа всей теплоэнергетической установки в целом. Инженер-теплоэнергетик обязан владеть навыками:

- расчета основных характеристик нагнетателей;
- определения основных геометрических размеров нагнетателей;
- выбора и расчета наиболее экономичных, надежных и безопасных режимов работы нагнетателей.

1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ МАШИНЫ

1.1. Многоступенчатые и многопоточные центробежные машины

Напор, развиваемый колесом центробежной машины, определяется произведением $u_2 c_{2u}$. Для достижения высокого напора в машине с одним колесом необходимо иметь большое значение окружной скорости. Однако окружная скорость ограничена условиями прочности колес и кавитацией: для чугунных колес она не должна превышать 40 м/с, а для стальных легированных – 300 м/с. В специальных конструкциях транспортных нагнетателей для колес из легких сплавов высокой прочности допускаются окружные скорости до 500 м/с.

В насосах, подающих воду и технические жидкости, скорость вращения, а следовательно, и напор лимитируются обычно условиями возникновения кавитации.

В промышленных установках часто требуется создание высоких давлений жидкости или газа. В таких случаях центробежные машины с одним рабочим колесом оказываются непригодными и их замещают многоступенчатыми. Многоступенчатая центробежная машина представляет собой обычно ряд одноступенчатых машин, рабочие колеса которых сидят на общем валу и соединены последовательно. Представление о такой семиступенчатой машине дает рис. 1.1.

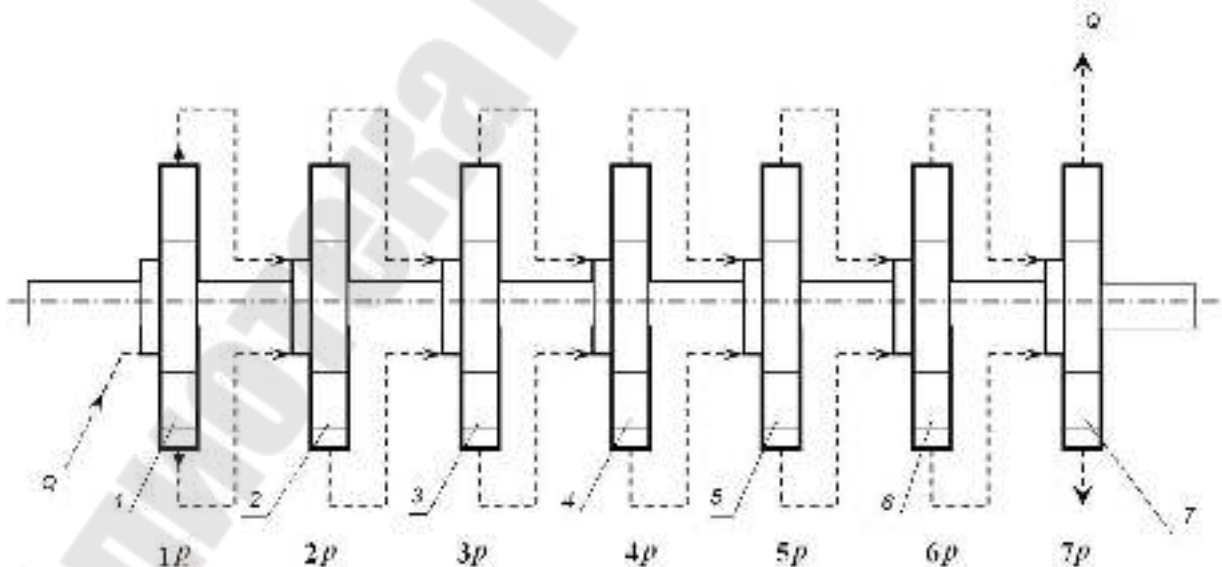


Рис. 1.1. Схема многоступенчатой центробежной машины

При последовательном включении колес напоры, создаваемые ими, складываются так, что полный напор машины равен сумме напоров отдельных ступеней. В большинстве случаев при подаче несжимаемых жидкостей геометрические размеры всех ступеней одинаковы, и поэтому полный напор такой машины равен напору одной ступени, умноженному на число ступеней машины. Часть продольного сечения многоступенчатой машины представлена на рис. 1.2.

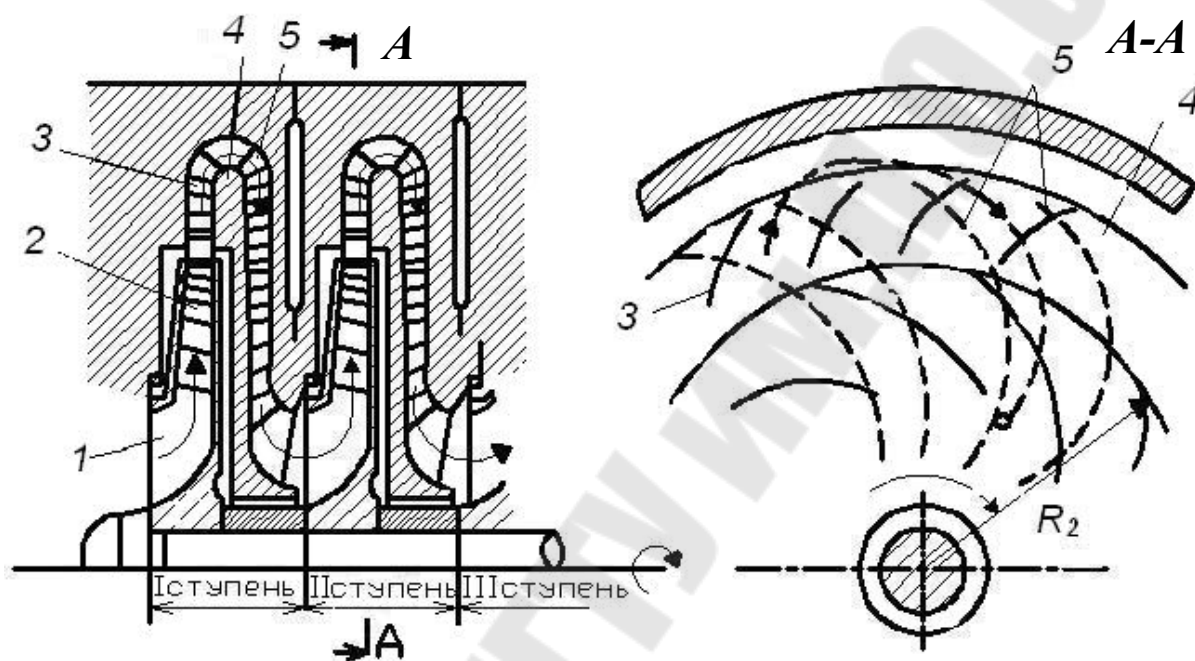


Рис. 1.2. Продольный и поперечный разрезы многоступенчатой центробежной машины

Поток жидкости (газа) поступает через подвод *1* в рабочее колесо *2* первой ступени машины, откуда, восприняв от лопаток некоторое количество энергии, он выбрасывается в направляющий аппарат *3* этой ступени. Далее, обогнув диафрагму *4*, отделяющую I ступень от II, поток проходит обратный направляющий аппарат *5* между I и II ступенями и поступает в рабочее колесо второй ступени. Из второй ступени поток направляется в третью и т. д. Обратный направляющий аппарат является характерным элементом многоступенчатой центробежной машины.

При выходе из направляющего лопаточного устройства в I ступени поток обладает значительными тангенциальными составляющими абсолютной скорости, т. е. он закручен относительно оси машины. Если такой поток будет подведен к лопастям рабочего колеса II сту-

пени машины, то здесь он сможет получить приращение энергии, обусловленное лишь разностью окружных скоростей выхода и входа.

Если же на пути между выходом из направляющего устройства I ступени и входом в рабочее колесо II ступени расположить лопаточное направляющее устройство, обеспечивающее радиальный вход в рабочее колесо II ступени, то последнее будет работать столь же эффективно, как и рабочее колесо I ступени.

Назначение обратного направляющего аппарата заключается в устранении закручивания потока с целью эффективной передачи энергии потоку в последующей ступени машины.

Напоры, развиваемые современными центробежными многоступенчатыми машинами, очень высоки; например, насосы, подающие воду, создают напор до 4000 м вод. ст. Имеются насосы с числом ступеней до 30.

В тех случаях, когда центробежная машина при заданном напоре должна обеспечивать такую подачу, что размеры проточной части (например, ширина лопасти b_2 на выходе) окажутся конструктивно неприемлемыми, применяют параллельное соединение рабочих колес. Такие машины называют многопоточными. Принципиальная схема машины с четырьмя потоками представлена на рис. 1.3.

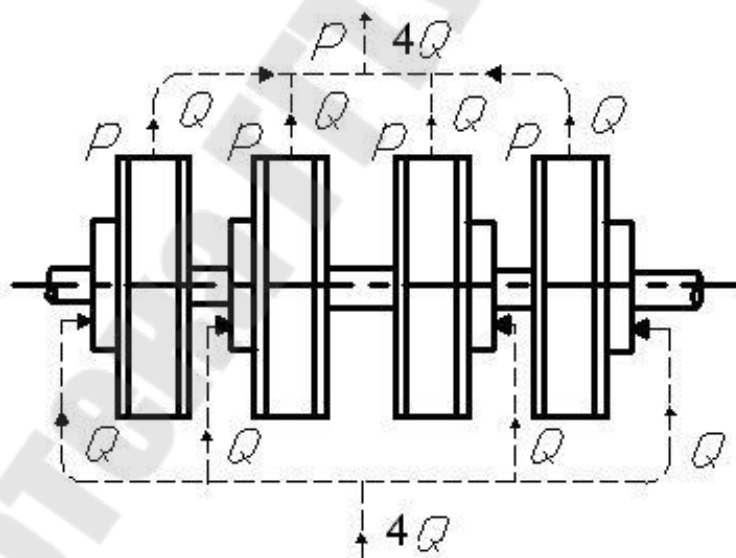


Рис. 1.3. Схема многопоточной центробежной машины

При высоких напорах и больших подачах находят применение центробежные машины многопоточного типа со ступенями давления. Такие машины состоят из двух или четырех групп ступеней давления. В каждой группе ступени включены последовательно с целью повышения напора, а группы ступеней включены параллельно.

В качестве примера соединения ступеней и групп в смешанном типе центробежной машины на рис. 1.4 приведена схема работы трехступенчатой двухпоточной машины с симметричным расположением ступеней и их групп.

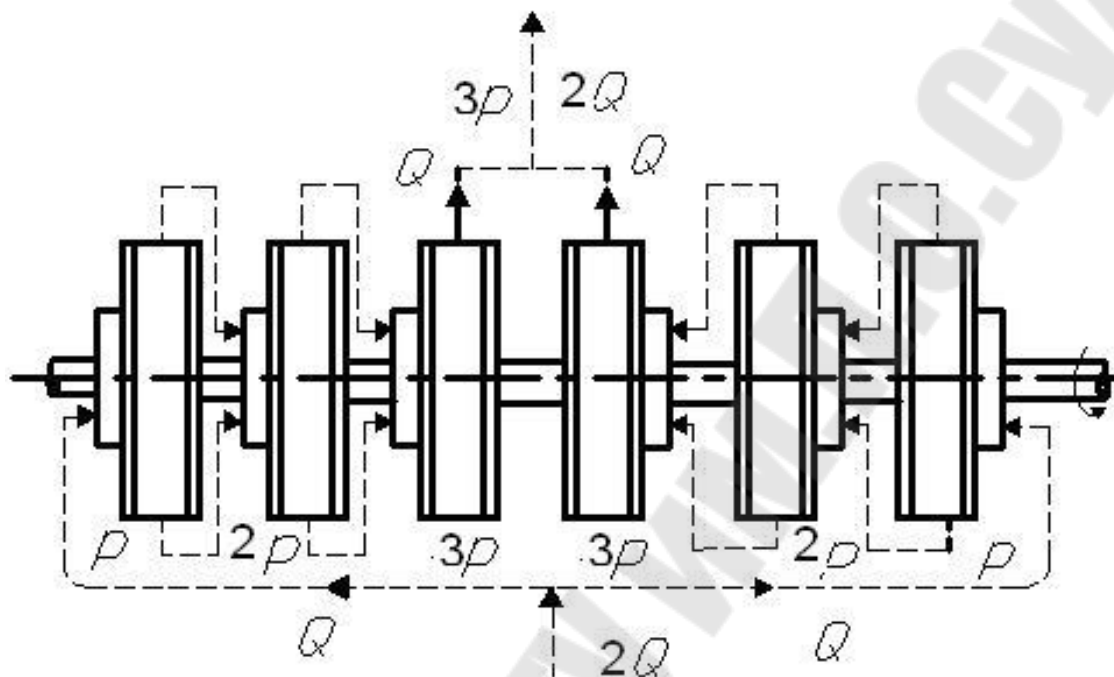


Рис. 1.4. Схема трехступенчатой двухпоточной машины

1.2. Осевые и радиальные силы в центробежных насосах

Осевые силы возникают в центробежных машинах в результате разных по значению и направлению давлений, действующих на рабочие колеса с передней (обращенной к всасыванию) и задней сторон. Кроме того, осевая сила возникает в результате динамического действия потока, входящего в рабочие колеса. В крупных многоступенчатых центробежных машинах осевые силы могут достигать нескольких десятков тонн.

При вычислении осевых сил, действующих на криволинейные поверхности рабочего колеса, надо рассматривать проекции этих поверхностей на плоскость, нормальную к геометрической оси машины.

Пусть в полости входа в рабочее колесо давление равно p_1 (рис. 1.5). При наличии уплотнения a на входном диаметре колеса конечное давления p_2 распространяется через зазоры в полости b и c перед и за колесом. Действительное осевое давление p в любой точке

наружной поверхности колеса, лежащей на произвольном расстоянии от центра, является результатом действия двух давлений: p_1 и p_ω , создаваемого действием центробежной силы жидкости, вращающейся в полости между наружной поверхностью колеса и корпусом, т. е.

$$p = p_2 + p_\omega. \quad (1.1)$$

Опытным путем доказано, что при отсутствии расхода через зазоры средняя угловая скорость вращения жидкости в полостях между поверхностями вращающегося колеса и корпусом равна половине угловой скорости рабочего колеса. На основании этого соображения можно вычислить p_ω .

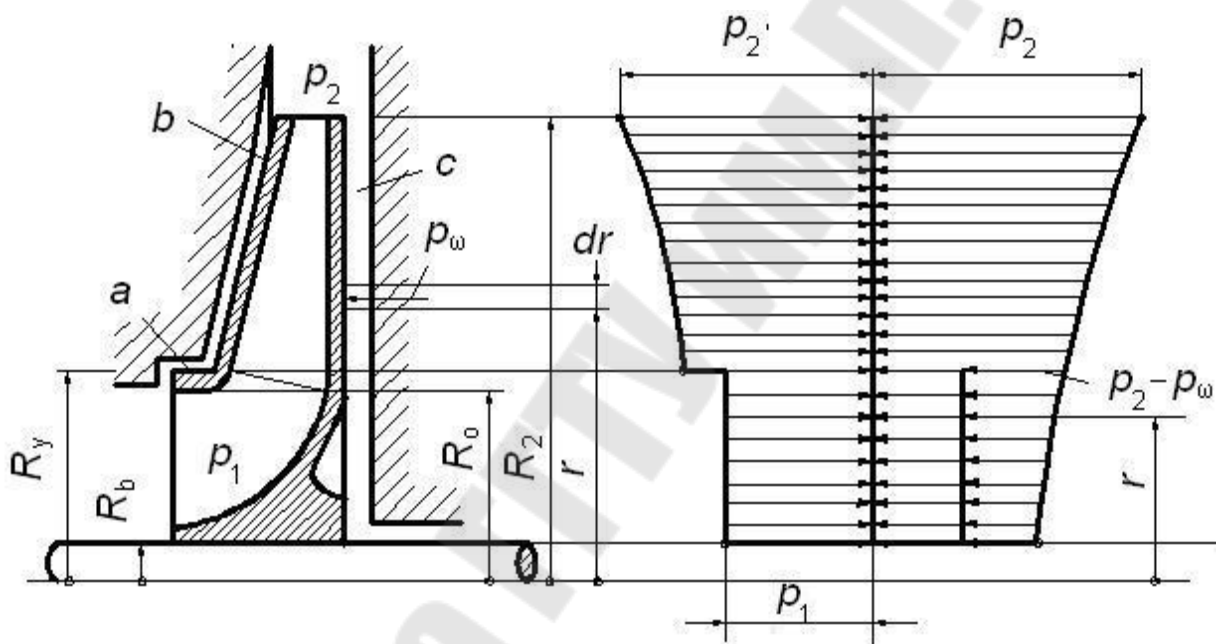


Рис. 1.5. Распределение осевых давлений по наружным поверхностям колеса центробежной машины

Выделим в полости c кольцевой объем жидкости с шириной, равной единице, и радиусами r и $r + dr$. При вращении этого кольцевого объема с угловой скоростью $\omega / 2$ на его внутренней цилиндрической поверхности действует центробежная сила жидкости:

$$dP_\omega = \rho \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr \frac{\omega^2}{4} r. \quad (1.2)$$

Давление, обусловленное этой центробежной силой:

$$dP_\omega = -\frac{dP_\omega}{2\pi \cdot r \cdot l} = -\rho \frac{\omega^2}{4} r \cdot dr. \quad (1.3)$$

Отрицательный знак у dP_ω указывает на то, что под влиянием центробежной силы жидкости в цилиндрических сечениях полости с возникает разрежение (давление уменьшается):

$$P_\omega = - \int_r^{R_2} \rho \frac{\omega^2}{4} r dr = -\rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - r^2). \quad (1.4)$$

Из выражений (1.1) и (1.4) следует, что

$$p = p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - r^2). \quad (1.5)$$

Гидравлическое уплотнение при входе в колесо на окружности радиусом R_y обуславливает уравнивание внешних давлений на рабочее колесо с передней и задней сторон. В пределах же от R_b до R_y давления на колесо не уравновешены, т. к. с передней стороны колеса действует давление всасывания p_1 , а с задней – давление p , распределенное по закону, выражаемому формулой (1.5). Очевидно, сила обусловленная этими давлениями, действующими на колесо, равна:

$$P_p = - \int_{R_b}^{R_y} 2\pi \cdot r dr \left[p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - r^2) \right] - \pi (R_y^2 - R_b^2) \cdot p_1. \quad (1.6)$$

Интегрирование и алгебраические преобразования приводят последнее уравнение к виду:

$$P_p = \pi (R_y^2 - R_b^2) (p_2 - p_1) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} (R_y^2 - R_b^2) [R_2^2 - 0,5(R_y^2 - R_b^2)]. \quad (1.7)$$

Поток в колесе радиальной центробежной машины изменяет направление движения. Входя в осевом направлении, он покидает колесо, двигаясь в плоскостях, нормальных к оси машины, благодаря чему возникает динамическое давление на колесо. Силу, обусловленную этим давлением, можно определить, применив уравнение количества движения:

$$P_{\text{дин}} \cdot \Delta t = (m_{\text{сек}} \cdot c_0 - m_{\text{сек}} \cdot c_2 \cdot \cos \frac{\pi}{2}) \Delta t, \quad (1.8)$$

где $\Delta t = 1\text{с}$.

Тогда

$$P_{\text{дин}} = \rho \cdot Q \cdot c_0. \quad (1.9)$$

Направление действия силы $P_{\text{дин}}$ соответствует направлению скорости c_0 входа в колесо машины.

Осевая сила, действующая на одно рабочее колесо центробежной машины, получается алгебраическим сложением сил P_p и $P_{\text{дин}}$:

$$P'_{\text{ос}} = \pi(R_y^2 - R_B^2)(\rho_2 - \rho_1) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} (R_y^2 - R_B^2) \times \\ \times [R_2^2 - 0,5(R_y^2 - R_B^2)] - \rho \cdot Q \cdot c_0. \quad (1.10)$$

Как видно из выражения (1.10), осевая сила зависит от различных факторов. Основными из них являются: радиальные размеры колеса R_2 и R_y , частота вращения и давление на выходе из колеса. Осевая сила существенно зависит от режима работы центробежной машины. Осевая сила тем больше, чем менее машина нагружена, т. е. чем меньше подача машины, достигаемая дросселированием. Наивысшее значение осевой силы – на холостом ходу машины (полное закрытие регулирующего дросселя). Это объясняется отсутствием динамической осевой силы и повышением p_2 с уменьшением подачи машины.

Формула (1.10) относится к одной ступени центробежной машины. Если же центробежная машина состоит из n одинаковых ступеней давления, то осевая сила на роторе машины будет равна:

$$P_{\text{ос}} = n \cdot P'_{\text{ос}}. \quad (1.11)$$

В действительных условиях благодаря протечкам через уплотнения значения осевой силы несколько отличаются от вычисляемых по выражениям (1.10) и (1.11). Осевая сила в многоступенчатых машинах может достигать больших значений, и восприятие ее упорными подшипниками при большой частоте вращения вала затруднено. Только у машин малых размеров и при небольшом числе ступеней можно допустить восприятие осевой силы упорным подшипником.

Двусторонний подвод потока жидкости в рабочее колесо. Рабочее колесо с подводом потока жидкости с двух сторон (рис. 1.6) не передает осевой силы на вал вследствие своей симметрии. Колеса такого типа широко применяются в одноступенчатых центробежных машинах.

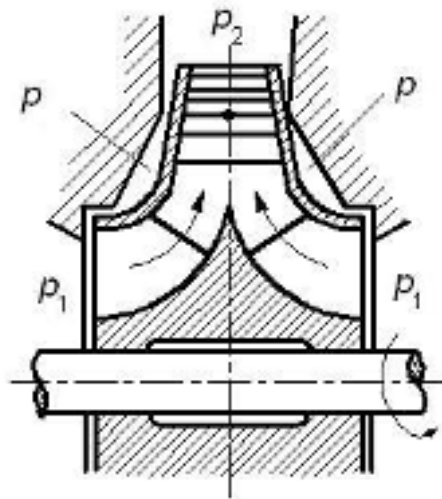


Рис. 1.6. Колесо центробежной машины с двусторонним входом

В многоступенчатых и многопоточных машинах с четным числом рабочих колес можно разместить колеса одинаковыми группами с подводом потока жидкости с разных сторон, как показано на рис. 1.7. В таких случаях осевые силы, создаваемые обеими группами колес, одинаковы по значению, но различны по направлению и поэтому взаимно уравновешены. Такой способ уравновешивания осевой силы является одним из лучших, т. к. он обеспечивает надежное уравновешивание без понижения КПД машины. Для фиксирования ротора машины в осевом направлении и восприятия незначительных осевых сил, обусловленных недостаточно строгой симметрией ротора (влияние технологических и монтажных неточностей), в машинах такого типа устанавливают шариковый подпятник.

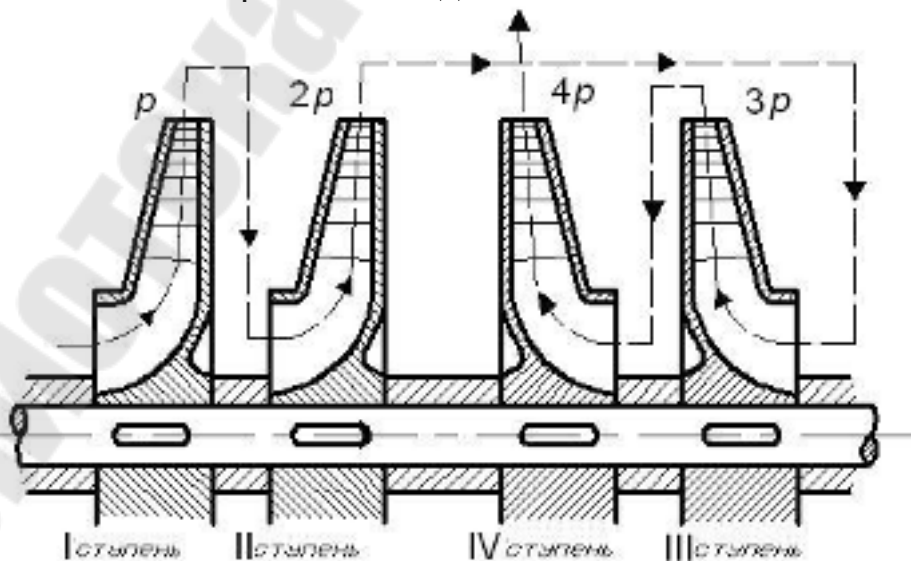


Рис. 1.7. Многоступенчатая машина с двусторонним симметричным входом

Выравнивание давления с обеих сторон рабочего колеса. Из диаграммы распределения внешних давлений на колеса машины (см. рис. 1.5) следует, что осевая сила является результатом неравенства осевых давлений перед колесом и за ним в пределах радиусов R_y и R_b . Если на заднем диске колеса центробежной машины по окружности с радиусом R_y разместить уплотняющее цилиндрическое кольцо К, а в теле заднего диска близ ступицы колеса просверлить несколько отверстий, то давления перед колесом (на входе) и за ним будут уравновешены (рис. 1.8) и осевая сила будет вызываться только ее динамической составляющей. Динамическое усилие на входе относительно невелико и может быть воспринято шариковым подпятником.

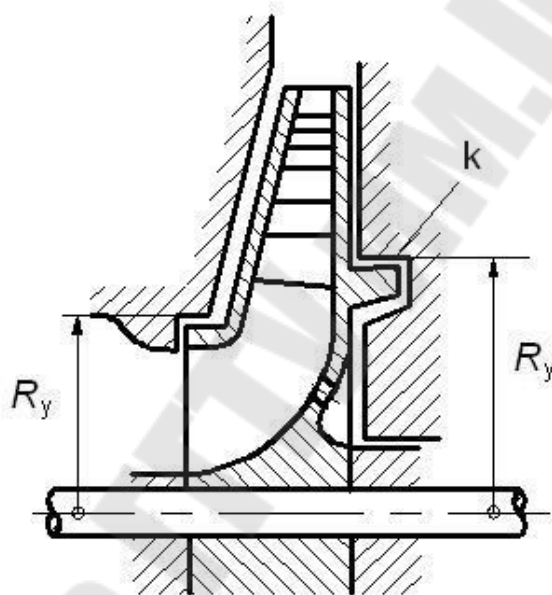


Рис. 1.8. Уравнивание осевой силы при помощи отверстий в основном диске рабочего колеса

Отверстия в диске, сообщающие полости перед колесом и за ним, иногда заменяют соединительной трубкой, сообщающей указанные полости. Такой способ уравнивания удобен, прост и поэтому широко распространен.

К недостаткам описанного способа разгрузки следует отнести некоторое понижение объемного КПД машины (за счет перетекания среды через отверстия) и ухудшение структуры потока при входе на рабочие лопасти вследствие местных потоков через разгрузочные отверстия.

Разгрузочный диск (гидравлическая пята). В конструкциях многоступенчатых центробежных машин осевую силу можно уравнове-

силь специальным диском, называемым разгрузочным (или гидравлической пятой) (П на рис. 1.9), который жестко крепится за последним колесом машины на валу.

Давление p_2 за последним рабочим колесом машины распространяется через радиальный зазор δ_r и действует на диск, как это показано стрелками.

В полости за диском поддерживается давление, приблизительно равное давлению p_1 во всасывающей трубе насоса.

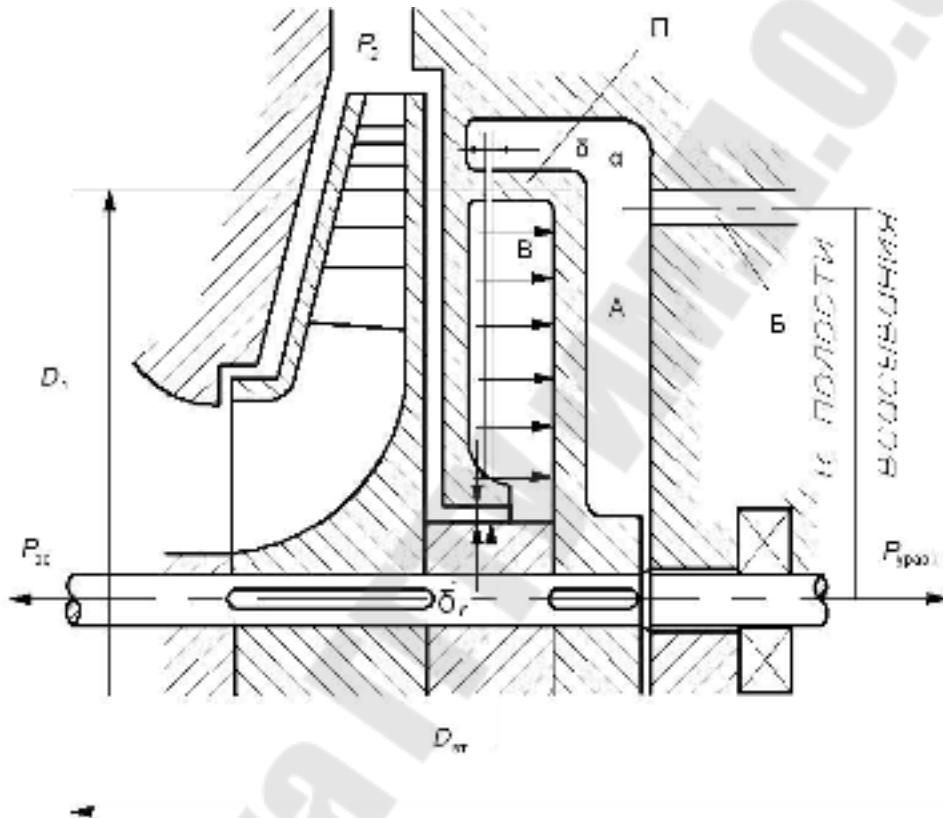


Рис. 1.9. Уравновешивание осевой силы при помощи разгрузочного диска (гидравлической пяты)

Это достигается соединением полости А со всасывающей трубой машины отводящей трубкой Б. Ясно, что давление, близкое к p_1 , может поддерживаться в полости А только при условии, что осевой зазор δ_a между диском и поверхностью кольцевого выступа корпуса достаточно мал по сравнению с диаметром отводящей трубки Б. В противном случае, т. е. когда размер δ_a увеличен и кольцевая щель шириной δ_a имеет малое гидравлическое сопротивление, давление в полости А возрастет, и диск, находящийся под действием разности давлений $p_2 - p_1$, будет создавать недостаточную осевую силу. При нормальных соотношениях между размерами δ_a , δ_r и диаметром отво-

дящий трубки Б разгрузочный диск создает осевую силу, прилагаемую к валу и направленную вправо, равную осевой силе, создаваемой рабочими колесами. Для этого разгрузочный диск П должен иметь диаметр $D_{\text{П}}$, удовлетворяющий условию:

$$P_{\text{ос}} \approx \frac{\pi}{4} (D_{\text{П}}^2 - D_{\text{вт}}^2) [(p_2 - \gamma \cdot h_r) - (p_1 + \gamma \cdot h_{\text{Б}})], \quad (1.12)$$

где $D_{\text{вт}}$ – диаметр втулки рабочего колеса;

h_r – гидравлическое сопротивление радиального зазора δ_r ;

$h_{\text{Б}}$ – сопротивление перепускной трубки Б.

Такое уравнивающее устройство обладает способностью авторегулирования. Действительно, если по какой-либо причине ротор машины вместе с диском сдвинулся из нормального положения вправо, то зазор δ_a увеличится, гидравлическое сопротивление его уменьшится, давление в полости В снизится, а в полости А возрастет. Уравнивающая сила на диске уменьшится, равновесие между осевой силой, создаваемой рабочими колесами, и уравнивающей силой, созданной диском, нарушится в пользу первой и ротор сдвинется влево, восстановив нормальное значение зазора δ_a . В противоположном направлении протекает процесс при сдвиге ротора из нормального положения влево. Таким образом, правильно рассчитанный диск будет автоматически самоустанавливаться, обеспечивая соответствие между осевой и уравнивающей силами.

Конструктивное выполнение разгрузочного диска в воздушных центробежных машинах отличается от рассмотренного, хотя способ действия разгрузочного диска во всех случаях остается одним и тем же.

Уравнивание с помощью разгрузочного диска нашло широкое применение в многоступенчатых машинах благодаря простоте и надежности действия. Крупным недостатком этого способа уравнивания является увеличение утечек жидкости, вызывающее снижение КПД машины. В одноступенчатых машинах сказывается также влияние расхода мощности на преодоление потерь дискового трения. Поэтому в одноступенчатых машинах разгрузочный диск не применяют.

Радиальные силы. Основная причина возникновения радиальных сил – асимметрия потока на выходе из рабочего колеса, обусловленная в основном влиянием отвода. При изменении скорости в отводе по закону сохранения энергии происходит соответствующее изменение давления по длине отвода. Эти изменяющиеся давления в сумме и дают радиальную силу, действующую на ротор насоса.

Давление в спиральном отводе постоянно по длине лишь при расчетном режиме насоса с оптимальной подачей $Q_{\text{опт}}$. Естественно, что при регулировании насоса при $Q < Q_{\text{опт}}$ спиральный отвод работает как диффузор, а при $Q > Q_{\text{опт}}$ – как конфузор, и скорость в нем соответственно уменьшается или увеличивается. Таким образом, радиальная сила возникает лишь при отклонении режима от оптимального.

Из теоретических предпосылок и опытов радиальная сила в насосе со спиральным отводом рассчитывается по формуле

$$P_r = k_r \left(1 - \frac{Q}{Q_{\text{опт}}}\right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2. \quad (1.13)$$

Из формулы (1.13) видно, что максимальное значение радиальной силы $P_{r\text{max}} = k_r \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2$ достигается при $Q = 0$, минимальное – при $Q = Q_{\text{опт}}$.

Для насосов с кольцевым отводом применяется формула

$$P_r = k_r \left(1 - \frac{Q}{Q_{\text{опт}}}\right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2. \quad (1.14)$$

В ориентировочных расчетах принимается $k_r \approx 0,36$.

Радиальные силы вызываются также статической и динамической неуравновешенностью ротора вследствие неточности технологии и монтажа насоса.

Радикальным способом уменьшения радиальной силы является применение двухзаходной спирали и канальных направляющих аппаратов.

Радиальные силы воспринимаются подшипниками насоса и существенно влияют на их надежность и долговечность.

1.3. Подобие центробежных машин.

Коэффициент быстроходности.

Формулы пропорциональности

Движение жидкостей или газов в проточной полости машины очень сложно. Поэтому точный расчет рабочих элементов машины представляет большие трудности. При проектировании насосов и компрессоров широко используют опытные данные, полученные при исследовании машин, аналогичных проектируемой. Использование опытных данных при проектировании допустимо лишь при соблюдении законов подобия.

В современном гидромашиностроении широко применяется метод моделирования, т. е. испытания моделей, позволяющий проверить

проект и внести в него практические коррективы. Модели строят, как правило, с соблюдением законов подобия.

Физические явления, протекающие в геометрически подобных пространствах, называются подобными, если в соответствующих точках этих пространств сходственные физические величины находятся в постоянных соотношениях. Эти соотношения называются коэффициентами или масштабами подобия.

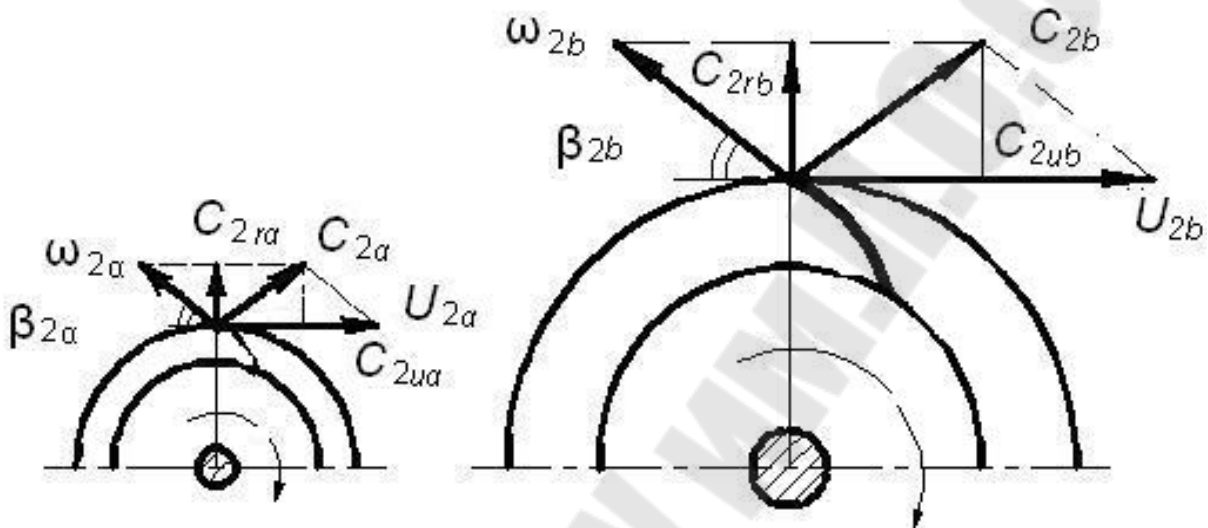


Рис. 1.10. Параллелограммы скоростей подобных центробежных машин

Пусть машины a и b (рис. 1.10) подобны. Условия геометрического подобия этих машин заключаются в равенстве сходственных углов и постоянстве отношений сходственных геометрических величин:

$$\left. \begin{aligned} \beta_{1a} = \beta_{1b} = \beta_1; \beta_{2a} = \beta_{2b} = \beta_2; \beta_{ia} = \beta_{ib} = \beta_i; \\ \frac{D_{2b}}{D_{2a}} = \frac{D_{1b}}{D_{1a}} = \frac{b_{1b}}{b_{1a}} = \dots = \frac{l_{ib}}{l_{ia}} = \delta_l = \text{const}, \end{aligned} \right\} \quad (1.15)$$

где δ_l – коэффициент геометрического подобия.

Кинематическое подобие состоит в постоянстве отношений скоростей в сходственных точках геометрически подобных машин и равенстве сходственных углов параллелограммов скоростей:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{1a} = \alpha_{1b}; \alpha_{2a} = \alpha_{2b}; \dots; \alpha_{ia} = \alpha_{ib}; \\ \frac{u_{1b}}{u_{1a}} = \frac{\omega_{1b}}{\omega_{1a}} = \frac{c_{1b}}{c_{1a}} = \frac{u_{2b}}{u_{2a}} = \dots = \frac{c_{ib}}{c_{ia}} = \delta_c = \text{const}, \end{aligned} \right\} \quad (1.16)$$

где δ_c – коэффициент кинематического подобия.

Динамическое подобие выражается постоянством отношений сил одинаковой природы, действующих в сходственных точках геометрически и кинематически подобных машин:

$$\frac{P_{1b}}{P_{1a}} = \frac{P_{2b}}{P_{2a}} = \dots = \frac{P_{ib}}{P_{ia}} = \delta_p = \text{const}, \quad (1.17)$$

где δ_p – коэффициент динамического подобия.

Из изложенного следует, что доказательство подобия течений в двух насосах заключается в обнаружении постоянства коэффициентов подобия для сходственных точек.

Если известны коэффициенты подобия двух машин, то по известным характеристикам одной машины l_{ia} , β_{ia} , c_{ia} , P_{ia} можно получить значения сходственных характеристик другой машины:

$$\beta_{ib} = \beta_{ia}; \quad l_{ib} = \delta_l \cdot l_{ia}; \quad c_{ib} = \delta_c \cdot c_{ia} \cdot \beta_{ia}; \quad P_{ib} = \delta_p \cdot P_{ia}.$$

Общие критерии подобия потоков, известные в гидроаэромеханике как числа Рейнольдса, Фруда, Эйлера и Струхала, применимы и к потокам в центробежных машинах. Выражения этих чисел через основные параметры потоков следующие:

$$\text{Re} = c \cdot l / \nu; \quad \text{Fr} = c^2 / g \cdot l; \quad \text{Eu} = p / \rho \cdot c^2; \quad \text{Sh} = l \cdot n / c.$$

Подобие течений характеризуется следующими равенствами безразмерных критериев, вычисленных для сходственных точек машин:

$$\text{Re}_a = \text{Re}_b; \quad \text{Eu}_a = \text{Eu}_b; \quad \text{Fr}_a = \text{Fr}_b; \quad \text{Sh}_a = \text{Sh}_b. \quad (1.18)$$

Для компрессоров число Эйлера выражают через местную скорость звука a и показатель адиабаты k , между которыми существует зависимость $a = \sqrt{\frac{k \cdot p}{\rho}}$. Следовательно, $p = \frac{a^2 \cdot \rho}{k}$, и поэтому

$$\text{Eu} = \frac{p}{\rho \cdot c^2} = \frac{1}{k} \cdot \frac{a^2}{c^2}.$$

Безразмерную скорость c / a обозначают через M . Тогда

$$\text{Eu} = 1 / (k \cdot M^2),$$

откуда следует, что для подобных компрессоров $M_a = M_b$.

Таким образом, условия подобия компрессоров выражаются следующими равенствами:

$$\text{Re}_a = \text{Re}_b; \text{Fr}_a = \text{Fr}_b; M_a = M_b; \text{Sh}_a = \text{Sh}_b; k_a = k_b. \quad (1.19)$$

Поскольку в процессе работы компрессоров проявляется теплоотдача, для строгого соблюдения подобия следует сохранять еще и постоянство критериев Прандтля и Грасгофа.

Заводы, изготавливающие центробежные машины, обычно имеют в производстве не случайные типы машин, различающиеся и размерами, и геометрической формой, а серии геометрически подобных машин. Поэтому важно установить соотношения между основными параметрами машин данной серии.

Предположим, что две подобные машины a и b с радиальным входом работают в подобных режимах (см. рис. 1.10). При этом должны соблюдаться условия кинематического подобия [см. формулу (1.16)].

Объемная подача для обеих машин запишется:

$$\begin{aligned} Q_a &= \pi \cdot D_{2a} \cdot b_{2a} \cdot c_{2ra} \cdot \eta_{oa}; \\ Q_b &= \pi \cdot D_{2b} \cdot b_{2b} \cdot c_{2rb} \cdot \eta_{ob}. \end{aligned}$$

Рассмотрим отношение этих подач:

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{D_{2a}}{D_{2b}} \cdot \frac{b_{2a}}{b_{2b}} \cdot \frac{c_{2ra}}{c_{2rb}} \cdot \frac{\eta_{oa}}{\eta_{ob}}.$$

Из подобия планов скоростей на выходе и условия пропорциональности окружной скорости частоте вращения рабочего колеса машины следует:

$$\frac{c_{2ra}}{c_{2rb}} = \frac{u_{2a}}{u_{2b}} = \frac{n_a \cdot D_{2a}}{n_b \cdot D_{2b}}.$$

Поэтому

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \cdot \frac{b_{2a}}{b_{2b}} \cdot \frac{n_a}{n_b} \cdot \frac{\eta_{oa}}{\eta_{ob}}.$$

Вследствие геометрического подобия машин:

$$\frac{b_{2a}}{b_{2b}} = \frac{D_{2a}}{D_{2b}}.$$

Следовательно, в окончательном виде:

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3} \cdot \frac{n_a}{n_b} \cdot \frac{\eta_{oa}}{\eta_{ob}}. \quad (1.20)$$

Объемные подачи центробежных машин, работающих в подобных режимах, относятся как кубы наружных диаметров рабочих колес и первые степени частот вращения валов и объемных КПД.

Если рассматривается центробежная машина данного размера, то $D_{2a} = D_{2b}$ и, следовательно:

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{n_a}{n_b} \cdot \frac{\eta_{oa}}{\eta_{ob}}. \quad (1.21)$$

При изменении частоты вращения вала центробежной машины объемные подачи ее в подобных режимах относятся как первые степени частот вращения вала и объемных КПД.

Пользуясь основными уравнениями центробежной машины с радиальным входом, получаем:

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{u_{2a}}{u_{2b}} \cdot \frac{c_{2ua}}{c_{2ub}} \cdot \frac{\eta_{ra}}{\eta_{rb}}.$$

По условиям кинематического подобия:

$$\frac{c_{2ua}}{c_{2ub}} \cdot \frac{u_{2a}}{u_{2b}}.$$

Кроме того, $\frac{u_{2a}^2}{u_{2b}^2} = \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$, следовательно:

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \cdot \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\eta_{ra}}{\eta_{rb}}. \quad (1.22)$$

Полные напоры, создаваемые центробежными машинами в подобных режимах, относятся как квадраты наружных диаметров рабочих колес, квадраты частот вращения вала и первые степени гидравлических КПД.

Для данной машины при переменной частоте вращения:

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\eta_{ra}}{\eta_{rb}}. \quad (1.23)$$

При изменении частоты вращения вала центробежной машины напоры, создаваемые ею в подобных режимах, относятся как квадраты частот вращения вала и первые степени гидравлических КПД.

Соотношение между давлениями, создаваемыми машинами, получается умножением обеих частей уравнения (1.22) на соответственные значения плотностей:

$$\frac{p_a}{p_b} = \frac{\rho_a \cdot H_a}{\rho_b \cdot H_b} = \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \cdot \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_{ra}}{\eta_{rb}}. \quad (1.24)$$

Для данной машины при разных частотах вращения ее вала:

$$\frac{p_a}{p_b} = \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_{ra}}{\eta_{rb}}. \quad (1.25)$$

Давления, создаваемые центробежной машиной в подобных режимах, пропорциональны плотности перемещаемой ею среды (жидкости или газа).

Из формулы для расчета мощности на валу центробежной машины следует:

$$N_a = \frac{\rho_a \cdot Q_a \cdot g \cdot H_a}{\eta_a}; \quad N_b = \frac{\rho_b \cdot Q_b \cdot g \cdot H_b}{\eta_b}.$$

Соотношение между мощностями на валах двух центробежных машин, работающих в подобных режимах:

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{\rho_a \cdot Q_a \cdot H_a \cdot \eta_b}{\rho_b \cdot Q_b \cdot H_b \cdot \eta_a}.$$

Учитывая выражения (1.20) и (1.22), получаем:

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5} \cdot \frac{n_a^3}{n_b^3} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_b}{\eta_a}. \quad (1.26)$$

Мощности центробежных машин, работающих в подобных режимах, относятся как пятые степени наружных диаметров рабочих колес, кубы частот вращения валов, первые степени плотностей перемещаемых машинами сред и обратно пропорциональны КПД.

При небольшой разнице в размерах и частотах вращения машин можно полагать $\eta_a = \eta_b$.

Для данной машины, подающей несжимаемую жидкость (вода, нефтепродукты, растворы), $\rho_a = \rho_b$; $D_{2a} = D_{2b}$ и формула (1.26) приобретает простейший вид:

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{n_a^3}{n_b^3} \cdot \frac{\eta_b}{\eta_a}. \quad (1.27)$$

Соотношения (1.21), (1.23), (1.27) называют формулами пропорциональности. Для удобства пользования в таблице приведены формулы пропорциональности при изменении параметров Q , H , p и N .

Формулы пропорциональности

При изменениях:			
D_2, n, ρ	ρ	D_2	n
$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3} \cdot \frac{n_a}{n_b} \cdot \frac{\eta_{oa}}{\eta_{ob}}$	$Q_a = Q_b$	$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3}$	$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3} \cdot \frac{n_a}{n_b}$
—	$H_a = H_b$	$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$	$H_a = H_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$
$p_a = p_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \cdot \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_{ra}}{\eta_{rb}}$	$p_a = p_b \frac{\rho_a}{\rho_b}$	$p_a = p_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$	$p_a = p_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$
$N_a = N_b \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5} \cdot \frac{n_a^3}{n_b^3} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_b}{\eta_a}$	$N_a = N_b \frac{\rho_a}{\rho_b}$	$N_a = N_b \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5}$	$N_a = N_b \frac{n_a^3}{n_b^3}$

Применяя формулы пропорциональности, можно принимать КПД машин, работающих в подобных режимах, практически одинаковыми.

При строгих расчетах следует иметь в виду некоторое повышение КПД при увеличении размеров машины. Не следует, однако, думать, что пересчет Q , H и N по формулам пропорциональности приводит к правильным результатам независимо от условий, в которых работает центробежная машина. Работа машины определяется также свойствами трубопроводной системы, подключенной к ней. Поэтому определение основных параметров Q , H и N машины, включенной в трубопроводную систему, должно производиться с учетом рабочих свойств последней.

Важной величиной, определяющей подобие течений в насосах, является коэффициент быстроходности n_s .

Коэффициентом быстроходности n' данной машины (насоса, вентилятора, компрессора) называют число, равное частоте вращения машины, геометрически подобной данной, но имеющей подачу $Q = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ и напор $H' = 0,102 \text{ м}$ (соответственно $L' = g \cdot H' = 1 \text{ Дж/кг}$) в режиме максимального КПД.

Полагая в уравнениях подобия (1.20) и (1.22) $Q' = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ и $g \cdot H' = 1 \text{ Дж/кг}$, получаем:

$$\frac{1}{Q} = \frac{n'}{n} \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^3; \quad (1.28)$$

$$\frac{1}{g \cdot H} = \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \cdot \left(\frac{D_2'}{D_2} \right)^3. \quad (1.29)$$

Решение этих уравнений дает:

$$n' = \frac{n \sqrt{Q}}{(g \cdot H)^{3/4}}. \quad (1.30)$$

Коэффициент быстроходности n' – безразмерная величина, являющаяся коэффициентом подобия. Однако в практике насосостроения в качестве коэффициента быстроходности применяют следующую размерную величину, отнесенную к единичным величинам $H' = 1 \text{ м}$; $N' = 1 \text{ л. с.}$:

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (1.31)$$

Формула (1.31) получается из условий подобия (1.20), (1.22), (1.26).

Коэффициент быстроходности n_s определяется величинами Q , H и n . При регулировании машины он может изменяться в пределах от 0 до ∞ .

Характеризуя машину при помощи n_s , обычно относят его к режиму с максимальным КПД.

Значения n_s для различных типов насосов следующие:

- ротационные и поршневые. ≤ 40 ;
- вихревые 10–40;
- центробежные. 40–300;
- диагональные. 300–600;
- осевые 600–1200.

При помощи коэффициента быстроходности можно выбирать тип машины для работы с заданными Q , H и n .

Коэффициентом быстроходности вентилятора принято считать частоту вращения вентилятора данного типа, который в режиме максимального КПД подает 1 м³/с газа, создавая условное давление 30 кгс/м².

Тогда

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (1.32)$$

где H – напор, приведенный к $\rho = 1,2$ кг/м³.

1.4. Пересчет характеристик при изменении частоты вращения машины и вязкости среды

Влияние частоты вращения на характеристики насоса. Задана характеристика $H = f(Q)$ насоса (вентилятора) при частоте вращения n_a (рис. 1.11, 1.12).

Из формул пропорциональности следует:

$$Q_b = Q_a \frac{n_b}{n_a}; \quad H_b = H_a \frac{n_b^2}{n_a^2}.$$

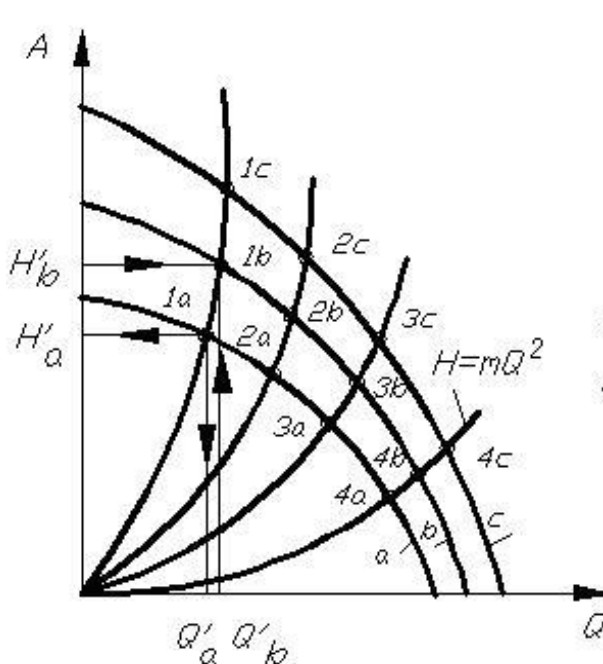


Рис. 1.11. Построение характеристик $H = f(Q)$ по формулам пропорциональности

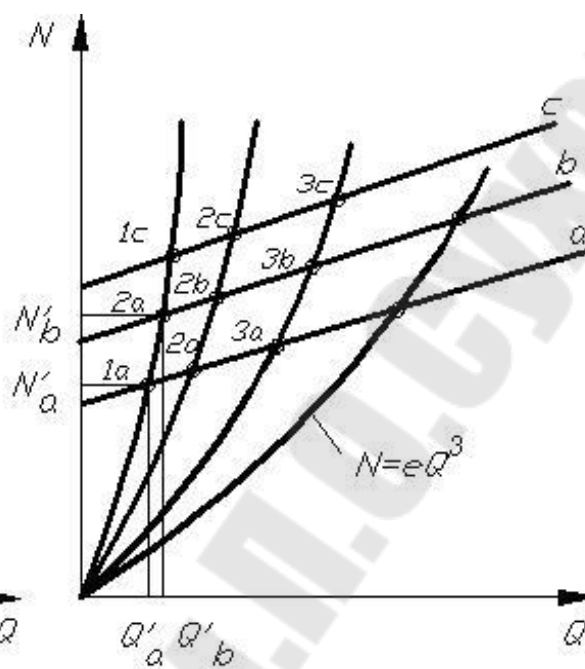


Рис. 1.12. Построение характеристик $N = f(Q)$ по формулам пропорциональности

Выбрав на характеристике a произвольную точку $1a$, находим на осях координат численные значения Q'_a и H'_a . Затем вычисляем координаты точки $1b$ (характеристики для частоты вращения n_b) $Q'_b = Q'_a \frac{n_b}{n_a}$ и $H'_b = H'_a \frac{n_b^2}{n_a^2}$ и по этим координатам наносим на графике точку $1b$.

Аналогично по координатам произвольно выбираемых точек $2a$, $3a$, $4a$, ... вычисляем координаты точек $2b$, $3b$, $4b$, ... и наносим эти точки на график. Соединяя их плавной линией, получаем характеристику $H = f(Q)$ для частоты вращения вала n_b . Точно так же можно построить $1c$, $2c$, $3c$, ... характеристики при частоте n_c и других частотах. Соединив точки $1a$, $1b$, $1c$, ...; $2a$, $2b$, $2c$, ...; $3a$, $3b$, $3c$, ..., получим параболические кривые, удовлетворяющие уравнению $H = m Q^2$, называемые линиями пропорциональности (m – коэффициент пропорциональности уравнения квадратичной параболы).

При пересчете координат КПД машины полагался постоянным, не зависящим от частоты вращения. Поэтому линии пропорциональности являются линиями постоянных КПД машины.

Очевидно, точки пересечения линий пропорциональности и характеристик $H = f(Q)$ при разных частотах вращения определяют параметры Q и H машины в подобных режимах работы.

Пересчет характеристик $N = f(Q)$ проводится аналогичным способом по формулам пропорциональности:

$$Q_b = Q_a \frac{n_b}{n_a}; \quad N_b = N_a \frac{n_b^3}{n_a^3}.$$

По координатам $Q'_a, Q''_a, Q'''_a, \dots$ и $N'_a, N''_a, N'''_a, \dots$ произвольно взятых точек $1a, 2a, 3a, \dots$ получим пересчетом координаты точек $1b, 2b, 3b, \dots$ и $1c, 2c, 3c, \dots$, по которым проводим кривые зависимости мощности от подачи при частотах вращения n_b и n_c (линии b и c на рис. 1.12).

Линии $1a, 1b, 1c, \dots, 2a, 2b, 2c, \dots$. Являются линиями подобных режимов с постоянным для каждой из них значением КПД. Общий вид уравнения этих линий:

$$N = e \cdot Q^3,$$

где e – коэффициент пропорциональности уравнения кубической параболы.

Следует иметь в виду, что в общем случае работы машины на сеть, напор которой подчинен уравнению $H = H_{ст} + m \cdot Q^2$, КПД машины при изменении режима не остается постоянным. Условие $\eta = \text{const}$ при изменении частоты вращения соблюдается только в том случае, когда напор в сети подчинен законам квадратичной параболы $H = m \cdot Q^2$, т. е. в сети нет статического напора.

Выясним, как изменяется форма характеристики КПД $\eta = f(Q)$ при изменении частоты вращения (рис. 1.13). Даны характеристики напора и КПД при частоте вращения n_a (кривые показаны сплошными линиями). Проведем линии подобных режимов $\eta' = \text{const}, \eta'' = \text{const}$ (режимы I и II).

При частоте вращения n_a и режиме работы I параметры машины Q'_a и η'_a определяет точка α'_a . Если частота вращения изменяется до n_b , то подача Q'_b определится точкой α'_b , а КПД останется прежним, т. е. $\eta'_b = \eta'_a$.

Следовательно, соответственная точка k кривой КПД при частоте вращения n_b получается перенесением по горизонтали значения η'_a на ординату, соответствующую абсциссе Q'_b . Аналогичное построение дано на графике для режима II.

Таким образом, при увеличении частоты вращения характеристики КПД деформируются в направлении, параллельном оси абсцисс.

На рис. 1.14 представлена совместная характеристика напора, мощности и КПД центробежной машины для трех различных частот вращения. Такое семейство кривых, связанное условиями подобия, называют характеристикой при переменной частоте вращения.

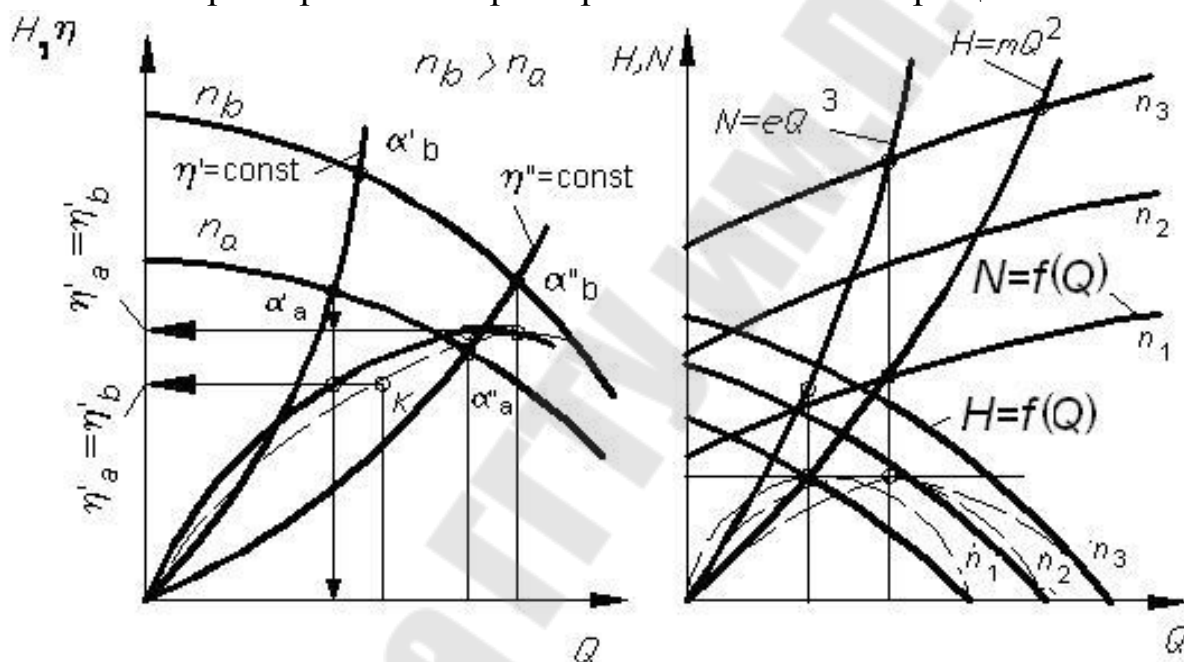


Рис. 1.13. Влияние частоты вращения на характеристику КПД

Рис. 1.14. Характеристики центробежной машины при переменной частоте вращения

Влияние вязкости среды на рабочие параметры насоса. Насосы, выпускаемые заводами, снабжаются паспортами с гарантийными данными и характеристиками напора, мощности и КПД при нормальной частоте вращения.

Характеристики получают на стенде завода-изготовителя испытанием на чистой пресной воде при температуре не выше 323 К и плотности $\rho = 988 \text{ кг/м}^3$.

В промышленности используют насосы, испытанные на воде, для подачи жидкостей и с другой вязкостью, например минеральных и растительных масел, нефти, растворов и пр. В таких случаях завод-

ские характеристики оказываются непригодными и подлежат пересчету на другую вязкость (рис. 1.15).

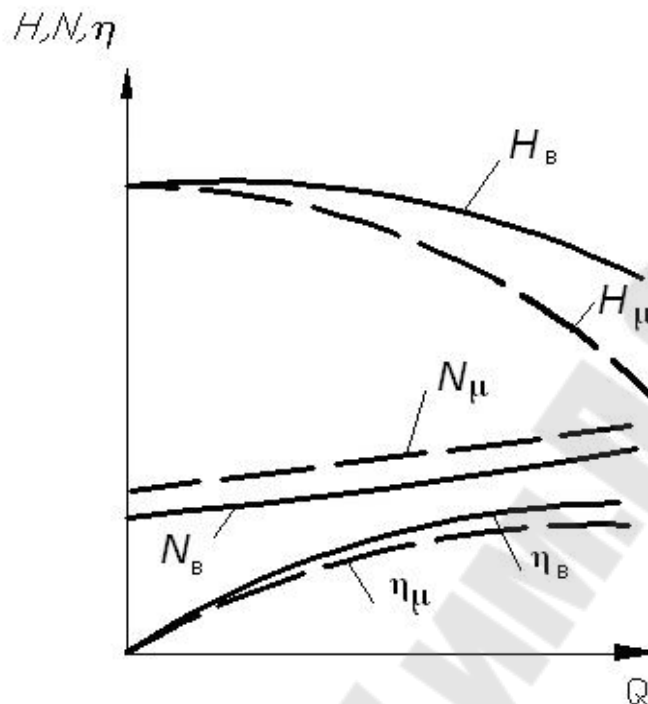


Рис. 1.15. Влияние вязкости на характеристики центробежного насоса

Вязкость, в широком смысле этого термина, – способность жидкости (газа) развивать внутренние силы, особенно существенно проявляющиеся на твердых поверхностях, ограничивающих поток.

Вязкость влияет на гидравлическое сопротивление и обуславливает затрату энергии на его преодоление. При увеличении вязкости жидкости уменьшаются развиваемые насосом подача, напор и КПД. Мощность насоса при этом будет увеличиваться вследствие возрастания гидравлического сопротивления проточной полости и мощности дискового трения.

Теоретически учесть влияние вязкости на рабочие параметры насоса и форму характеристик невозможно.

Наиболее простой способ пересчета рабочих параметров и перестроения характеристик при изменении вязкости основывается на применении поправочных коэффициентов, полученных опытным путем.

Обозначим параметры насоса, испытанного на воде, индексом «В», а работающего на другой, более вязкой жидкости – индексом «μ». В соответствии с вышеуказанным запишем:

$$Q_{\mu} < Q_{B}; \quad H_{\mu} < H_{B}; \quad \eta_{\mu} < \eta_{B}.$$

Опытные поправочные коэффициенты подачи, напора и КПД обозначим соответственно f_Q , f_H , f_η . Их физический смысл ясен из соотношений:

$$Q_\mu = f_Q \cdot Q_B; \quad H_\mu = f_H \cdot H_B; \quad \eta_\mu = f_\eta \cdot \eta_B. \quad (1.33)$$

Числовые значения поправочных коэффициентов определяются: конструкцией насоса, режимом его нагрузки, вязкостью жидкости, и даются в специальных справочниках в табличной форме.

Выбором произвольных точек на характеристиках, полученных испытанием насоса на воде и пересчетом координат их по (1.33), находят координаты точек характеристик при работе насоса на вязкой жидкости. Получаемая при этом картина качественно представлена на графике рис. 1.15, где штриховые линии относятся к жидкости с повышенной вязкостью.

Задавая ряд произвольных значений Q_μ и находя по характеристикам соответственные значения H_μ и η_μ , можно вычислить мощность насоса $N_\mu = \frac{\rho \cdot Q_\mu \cdot g \cdot H_\mu}{1000 \cdot \eta_\mu}$ и нанести на графике ряд точек, по которым проводится характеристика $N_\mu = f(Q_\mu)$.

1.5. Регулирование подачи

Основной задачей регулирования машины является подача в сеть расхода Q , м³/с, заданного определенным графиком. При этом, как показывают характеристики, все основные параметры машины (H , p , N и т. д.) изменяются. Однако сеть трубопроводов и потребители накладывают на некоторые из параметров определенные условия. Так, например, насосы и вентиляторы, покрывая заданный график расходов, должны создавать переменное давление, определяемое потребителем и гидравлическими свойствами системы трубопроводов.

Компрессоры в некоторых случаях работают на сеть с переменным Q , но должны обеспечить постоянное давление p (пневматический инструмент, воздушные молоты); в других случаях они работают с постоянным Q при переменном p (доменный и ваграночный процессы и т. п.).

Таким образом, возможны различные варианты регулирования подачи.

Дроссельное регулирование при $n = \text{const}$. Пусть центробежная машина включена в трубопроводную систему так, как показано на рис. 1.16.

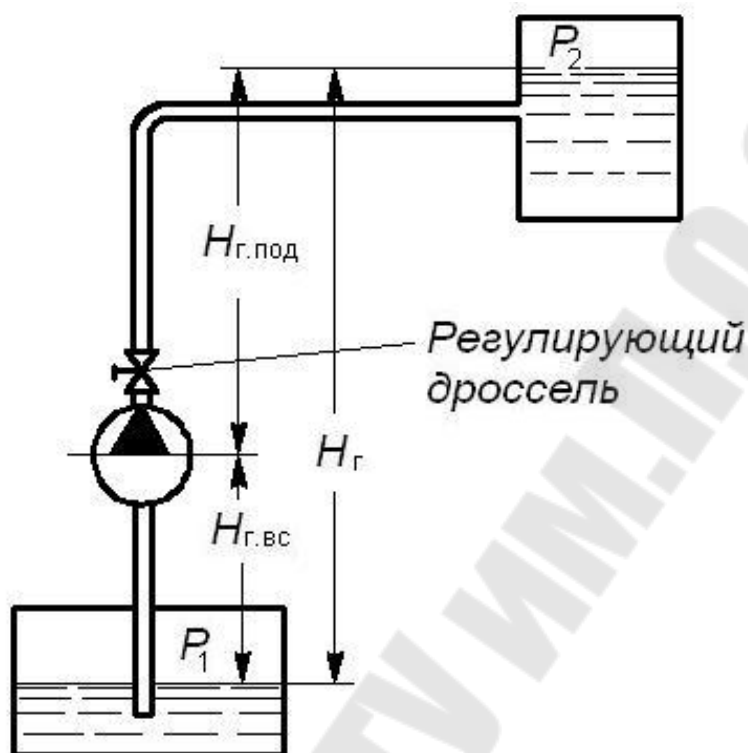


Рис. 1.16. Центробежный насос в системе трубопроводов

Представим на графике (рис. 1.17) характеристики напора, мощности и КПД центробежной машины при постоянной частоте вращения. На этом же графике нанесем характеристику трубопроводной сети, в которую включена машина, при этом будем предполагать, что регулирующий дроссель открыт полностью.

Установившийся режим работы машины возможен только при условии, что напор машины равен напору, расходуемому в системе. Так как первый из них выражается ординатами характеристики $H = f(Q)$ центробежной машины, а второй – ординатами характеристики трубопровода, то очевидно, что указанное равенство наблюдается только в точке α пересечения характеристик. Таким образом, точка α определяет режим работы установки, т. е. подачу, напор, мощность и КПД машины, при полностью открытом дросселе. Эти величины на рис. 1.17 обозначены соответственно Q, H, N, η .

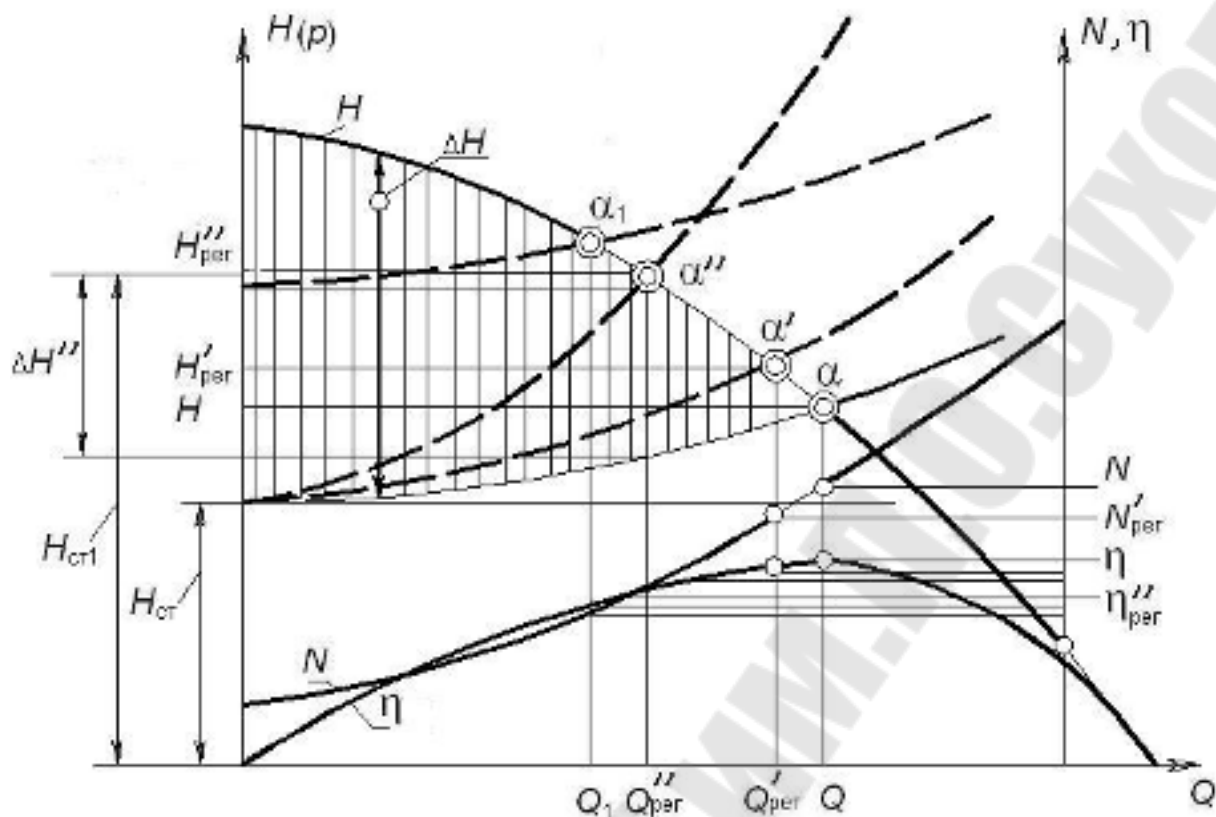


Рис. 1.17. График дроссельного регулирования центробежной машины

В случае прикрытия дросселя на напорном трубопроводе положение характеристики трубопровода изменится и точка α передвинется по характеристике машины влево вверх и займет положение α' , определив тем самым новые значения параметров $Q'_{\text{рег}}$, $H'_{\text{рег}}$, $N'_{\text{рег}}$, $\eta'_{\text{рег}}$.

Дальнейшее прикрывание дросселя вызывает смещение характеристики трубопроводной системы еще больше вверх, и точка α передвинется, например, в точку α'' , дающую новые значения $Q''_{\text{рег}}$, $H''_{\text{рег}}$, $N''_{\text{рег}}$, $\eta''_{\text{рег}}$ и т. д.

Следовательно, дроссельное регулирование при $n = \text{const}$ достигается введением дополнительного гидравлического сопротивления в сеть трубопроводов машины.

Поскольку наибольшая подача достигается при полностью открытом дросселе (точка α), дроссельное регулирование применяют только с целью уменьшения подачи.

Из рис. 1.17 видно, что дросселирование уменьшает мощность на валу машины и вместе с тем повышает долю энергии, расходуемой при регулировании; поэтому оно неэкономично. Так, например, при регулировании до $Q_{\text{рег}}$ напор, непроизводительно затрачиваемый в

дросселе, определяется отрезком $\Delta H''$ ординаты, а теряемая при этом в насосе мощность будет рассчитываться:

$$\Delta N = \frac{\rho \cdot Q''_{\text{пер}} \cdot g \cdot \Delta H''_{\text{пер}}}{1000 \cdot \eta''_{\text{пер}}}.$$

Чем более глубоко осуществляется процесс регулирования, тем более непроизводительна затрата мощности.

Энергетическая эффективность этого вида регулирования центробежных машин низка, однако ввиду простоты и дешевизны этот способ имеет широкое применение.

При дроссельном регулировании центробежных насосов, подающих жидкость, дроссель располагают на напорном трубопроводе. Если разместить его на всасывающем трубопроводе, то при регулировании могут возникнуть кавитационные явления в потоке и нарушение нормальной работы насоса.

Подача центробежной машины при постоянной частоте вращения может изменяться не только вследствие изменения открытия дросселя, но и по причинам, связанным с изменением давления в системе трубопроводов. Представим себе, что по какой-либо причине повышается давление p_2 в напорном баке. На рис. 1.17 это отразится в смещениях характеристик трубопровода вверх на одинаковые отрезки при всех подачах, при этом точка α пересечения характеристик будет передвигаться по характеристике машины влево и вверх; это означает, что подача машины уменьшается. Уменьшение давления p_2 , наоборот, вызывает увеличение подачи машины. Аналогично влияет на подачу машины изменение геометрической высоты.

В некоторых случаях режим работы центробежной машины может изменяться самопроизвольно (без прямого вмешательства эксплуатационного персонала). Так, например, если в установке, включенной по схеме на рис. 1.16, прекратился расход жидкости из напорного бака, а центробежная машина продолжает работать, то статическая высота подачи будет возрастать ввиду изменения p_2 и H_{Γ} . Это повлечет за собой смещение характеристики трубопровода вверх. Точка α будет передвигаться по характеристике машины влево вверх, подача машины будет уменьшаться при одновременном возрастании напора и снижении мощности. Такой процесс может привести к понижению подачи машины до нуля, это произойдет в тот момент, когда статическая высота подачи (сумма геометрической высоты и высоты давления) сравняется с напором холостого хода машины.

Следует отметить, что дросселирование как способ регулирования допустимо только в тех случаях, когда потребляемая мощность уменьшается с уменьшением подачи:

$$\frac{\partial N}{\partial T} > 0.$$

Если же потребляемая мощность возрастает с уменьшением подачи:

$$\frac{\partial N}{\partial T} < 0,$$

то дросселирование как способ регулирования бессмысленно, поскольку вызывает увеличение потребляемой мощности.

Регулирование изменением частоты вращения вала машины. В тех случаях, когда имеется возможность изменять частоту вращения вала двигателя, целесообразно регулировать подачу изменением частоты вращения.

Пусть центробежная машина, включенная по схеме на рис. 1.16, работает при частотах вращения n_1, n_2, n_3, \dots , причем $n_1 < n_2 < n_3, \dots$. Нанесем в общей координатной системе характеристики этой машины при указанных условиях и характеристику трубопроводной сети (рис. 1.18). Точки пересечения характеристик $H = f(Q)$ машины с характеристикой трубопровода, обозначенные на графике через $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots$, определяют режимы работы установки при различных частотах вращения. Из графика видно, что изменением частоты вращения могут быть достигнуты различные подачи $Q'_{\text{рег}}, Q''_{\text{рег}}, Q'''_{\text{рег}}, \dots$ и напоры $H'_{\text{рег}}, H''_{\text{рег}}, H'''_{\text{рег}}, \dots$, причем с увеличением частоты вращения подача и напор увеличиваются, а с уменьшением ее – убывают. Мощность и КПД могут быть определены из кривых мощности и КПД по имеющимся значениям подачи $Q'_{\text{рег}}, Q''_{\text{рег}}, Q'''_{\text{рег}}, \dots$. На графике это показано для частоты вращения n_3 .

В отличие от способа регулирования при $n = \text{const}$ данный способ регулирования дает возможность регулировать подачу в любом направлении.

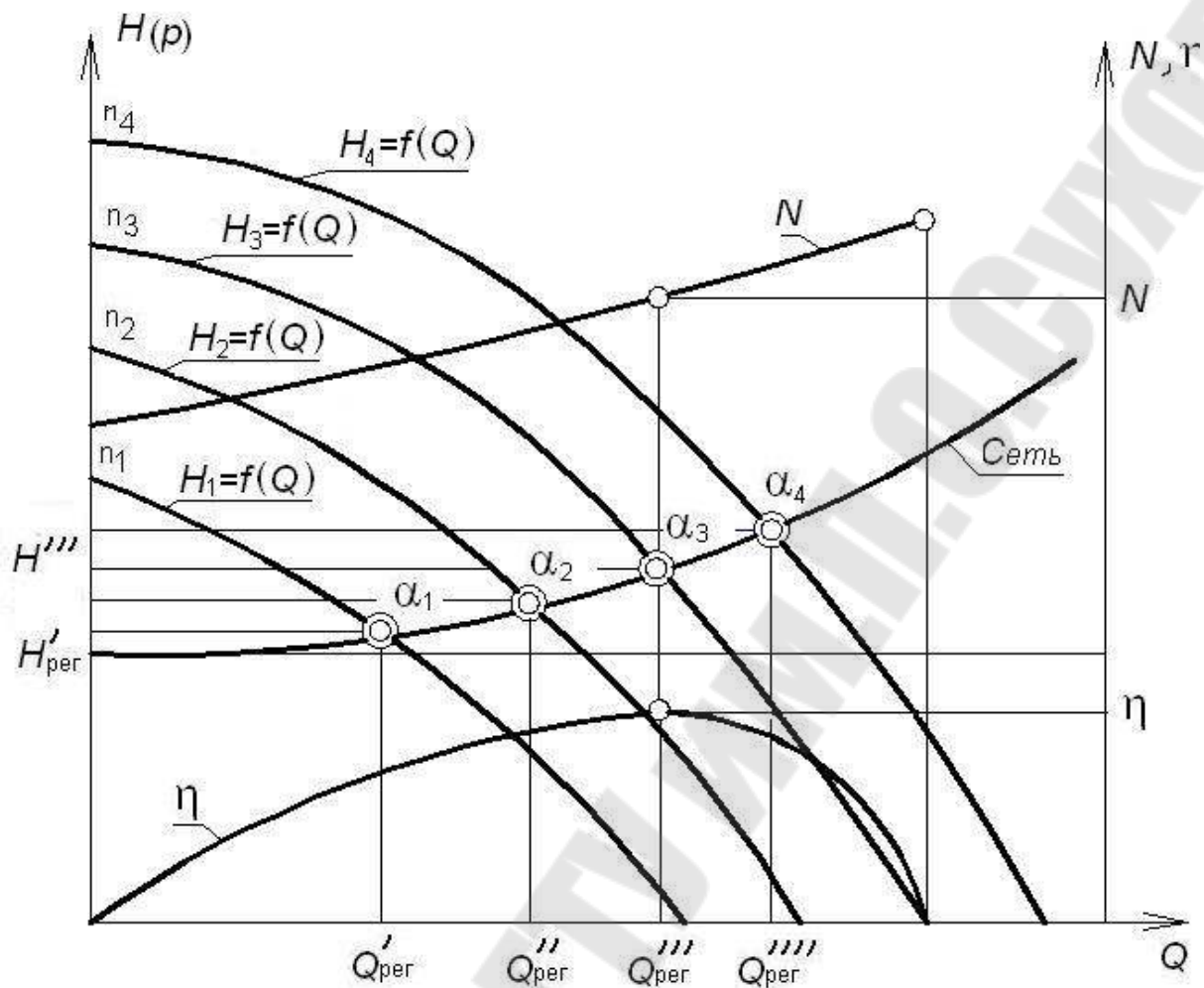


Рис 1.18. График регулирования центробежной машины изменением частоты вращения

Потери энергии, обусловленные гидравлическим сопротивлением дросселя, отсутствуют, и поэтому данный способ в эксплуатации выгоднее первого. Однако применяется он значительно реже. Преобладающее большинство центробежных машин небольшой подачи приводится в движение короткозамкнутыми электродвигателями трехфазного тока, изменять частоту вращения вала которых с целью регулирования расхода невозможно. В таких случаях для центробежных машин применяют дроссельное регулирование при $n = \text{const}$, хотя это и невыгодно.

Мощные центробежные машины снабжают электродвигателями, допускающими плавную или ступенчатую регулировку частоты вращения. В эксплуатации машинные агрегаты с такими электродвигателями энергетически эффективны и имеют высокие КПД.

Крупные центробежные машины (насосы, турбокомпрессоры), применяющиеся в металлургии, химической промышленности и на центральных тепловых электрических станциях, часто выполняются с паротурбинным приводом. Регулирование подачи в таких случаях производится изменением частоты вращения вала машины. Для этого можно изменять частоту вращения турбины воздействием на ее паровпускное устройство. Можно также включить между валами двигателя и приводной машины механический вариатор скорости или гидравлическую муфту. Тогда, сохраняя частоту вращения вала двигателя постоянной и изменяя передаточное отношение вариатора или гидромуфты, получаем переменную частоту вращения вала приводимой машины.

Применение гидромуфт ввиду их высокой стоимости оправдывается только в мощных высокооборотных установках при неглубоком регулировании. Глубокое регулирование гидромуфтой неэффективно, потому что ее КПД снижается пропорционально частоте вращения вала насоса или вентилятора.

Регулирование при помощи гидромуфты существенно выгоднее дроссельного регулирования при $n = \text{const}$.

Ввиду высокой стоимости вариаторов и гидромуфт, дающих плавное изменение скорости вала машины, в некоторых случаях целесообразно применение ступенчатого изменения частоты вращения (специальные электродвигатели и ступенчатые вариаторы) с дорегулировкой до требующей подачи дросселированием. На рис. 1.19 показан график такого смешанного регулирования подачи. Пусть основная частота вращения центробежной машины n , а ступенчатым вариатором можно получать частоты вращения $n_1 > n$ и $n_2 < n$. Предположим, что регулированием следует получить подачу $Q'_{\text{рег}}$. Изменяя частоту вращения вариатором скорости до n_2 , получаем подачу $Q_{\text{рег1}}$. Вводя дроссель и создавая им сопротивление $\Delta H'_{\text{рег}}$, получаем требующуюся подачу $Q'_{\text{рег}}$. Без регулирования частоты вращения получение такой подачи у данной машины было бы невозможно.

Если требуется отрегулировать подачу до $Q''_{\text{рег}} < Q$, то следует уменьшить частоту вращения до n_2 и дросселем уменьшить напор на $\Delta H''_{\text{рег}}$. При регулировании расхода до $Q''_{\text{рег}}$ при частоте вращения n только дросселем потери напора в дросселе составляли бы $\Delta H'' > \Delta H''_{\text{рег}}$.

Таким образом, смешанное регулирование со ступенчатым изменением частоты вращения с энергетической стороны более эффективно, чем простое дроссельное регулирование.

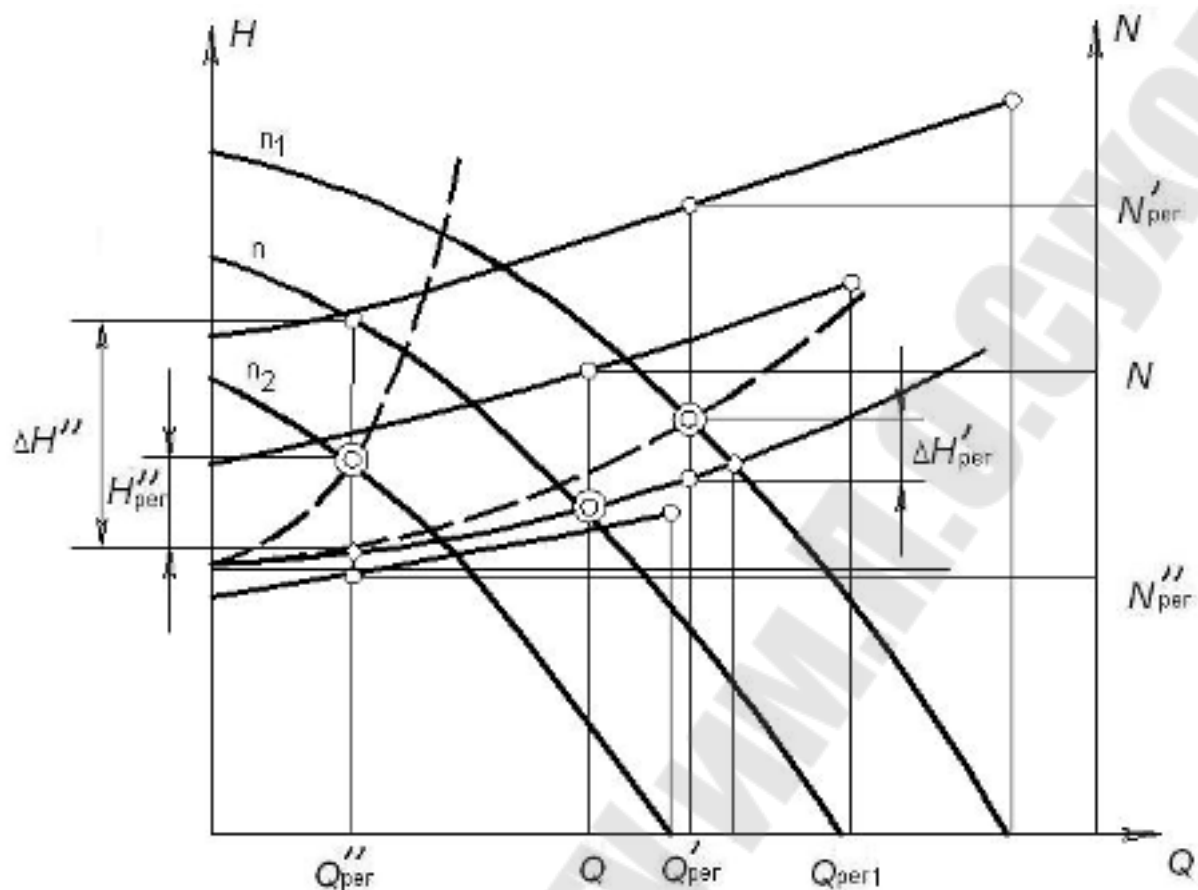


Рис. 1.19. График смешанного регулирования подачи центробежной машины

Регулирование поворотными направляющими лопастями на входе в рабочее колесо. Из уравнения Эйлера следует, что удельная энергия, передаваемая потоку жидкости в центробежной машине, существенно зависит от условий входа на рабочие лопасти. Закручивание потока, поступающего в рабочее колесо, влияет на напор и при заданной характеристике трубопровода изменяет подачу машины. Отсюда возникает возможность регулирования воздействием на поток, входящий в машину, особого лопастного направляющего аппарата, который может выполняться в двух основных конструктивно различных вариантах – осевом и радиальном. На рис. 1.20 дана схема осевого направляющего аппарата, состоящего из лопаток Л с радиальными осями поворота, лопатки поворачиваются все одновременно при помощи особого перестановочного кольца. Одно из положений лопаток соответствует размещению их в меридиональных плоскостях, при этом поток на входе в рабочее колесо будет радиальным. Другое характерное положение лопаток будет соответствовать полному их закрытию, когда $Q = 0$.

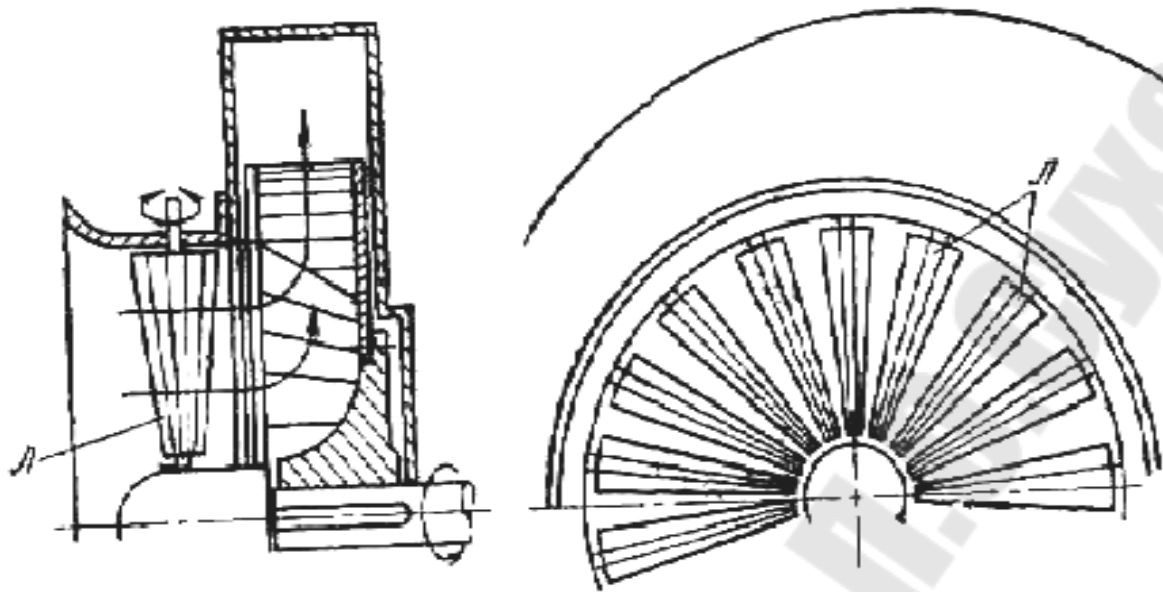


Рис. 1.20. Центробежная машина с осевым направляющим аппаратом на входе

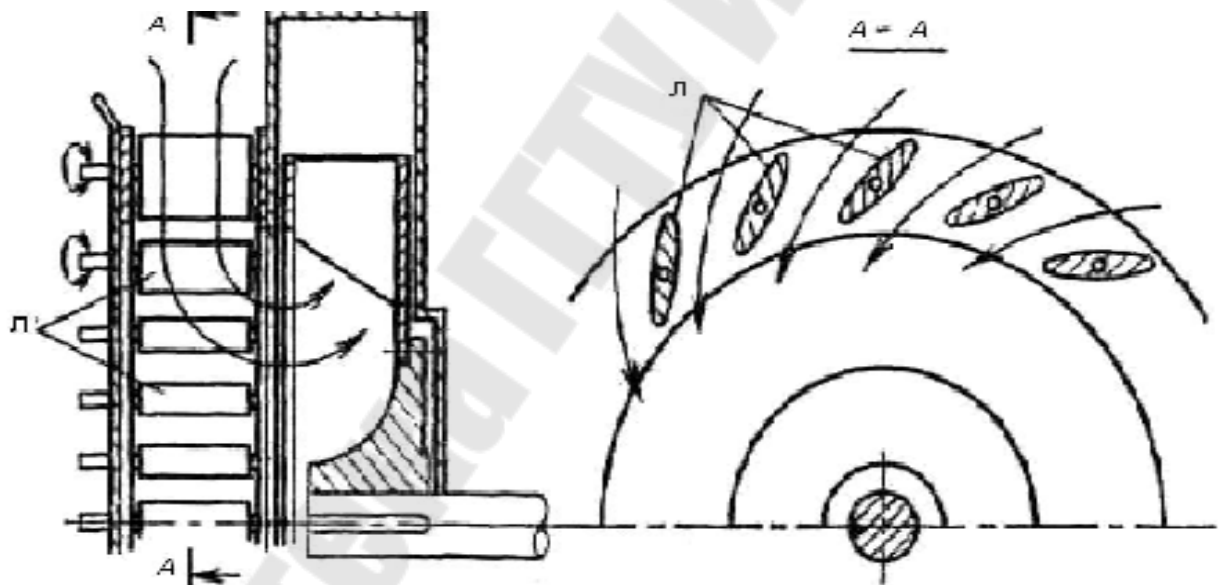


Рис. 1.21. Центробежная машина с радиальным направляющим аппаратом на входе

Промежуточные положения лопаток будут давать некоторые регулируемые значения подачи.

Конструкция осевого направляющего аппарата на входе удобна при осевом подводе потока к машине (вентиляторы типа ВД).

На рис. 1.21 представлена схема направляющего аппарата радиальной конструкции, установленного на входе. Здесь круговая цилиндрическая

дрическая решетка поворотных лопаток с осями, параллельными геометрической оси ротора машины, также осуществляет отклонение потока от меридиональных плоскостей. Это отклонение регулируется углом расположения средней плоскости лопаток относительно меридиональных плоскостей, проходящих через оси поворота лопастей.

Как видно из рис. 1.21, радиальный направляющий аппарат требует радиального подвода потока к центробежной машине, поэтому комбинирование такой машины с трубопроводом менее удобно, чем в случае осевого направляющего аппарата.

Направляющие аппараты следует располагать в непосредственной близости от входа в колесо (чем ближе, тем лучше), только в этом случае достигается эффективное регулирование. Если направляющий аппарат располагать на некотором расстоянии от машины, то эффективность его может быть низкой из-за быстрого торможения вращательного движения потока, создаваемого направляющим аппаратом на участке трубопровода между направляющим аппаратом и машиной.

Рассмотрим график регулирования подачи направляющим аппаратом на входе (рис. 1.22).

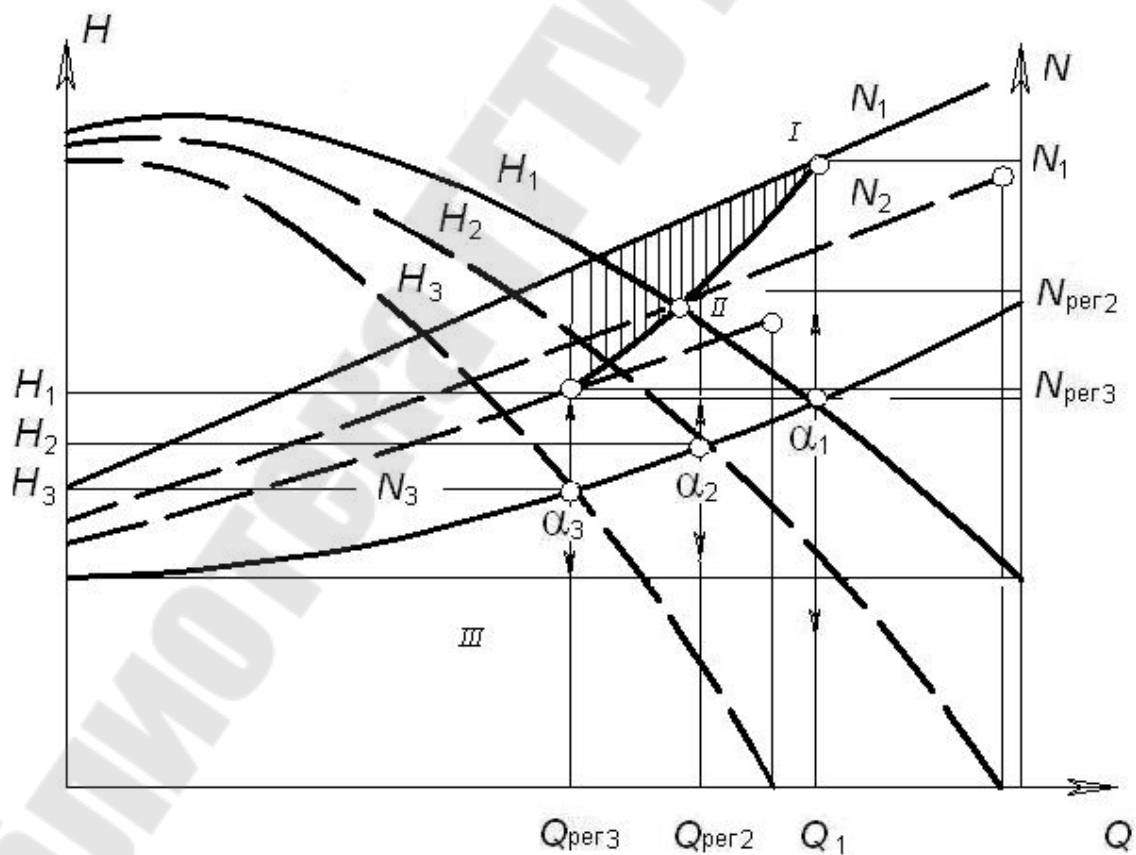


Рис. 1.22. График регулирования подачи направляющим аппаратом на входе

На графике нанесены характеристики напора и мощности при $n = \text{const}$, соответствующие трем различным положениям направляющего аппарата на входе. Эти кривые обозначены соответственно через H_1, H_2, H_3, N_1, N_2 и N_3 . При работе центробежной машины на заданную систему трубопроводов с характеристикой, показанной на графике, получаются режимные точки $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$, определяющие подачи $Q_1, Q_{\text{пер}2}, Q_{\text{пер}3}$. Мощности, потребляемые при этом – $N_1, N_{\text{пер}2}, N_{\text{пер}3}$. Они определяются точками I, II и III . Соединив плавной линией точки I, II и III , получим линию изменения мощности машины при регулировании ее подачи направляющим аппаратом на входе. Эта линия лежит ниже линии мощности N_1 , что указывает на уменьшение потребления энергии при регулировании направляющим аппаратом на входе по сравнению с потреблением энергии при дроссельном регулировании при $n = \text{const}$. Вообще же уменьшение потребляемой мощности при регулировании рассматриваемым способом определяется здесь ординатами вертикально заштрихованной площади между линиями N_1 и $I-II-III$. Это подтверждает сравнительную экономичность данного способа регулирования центробежных вентиляторов.

2. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

2.1. Основные конструктивные элементы центробежных вентиляторов

Конструкция вентилятора определяется его аэродинамической схемой, под которой понимается схематический чертеж его проточной части с указанием основных размеров в долях наружного диаметра колеса D_2 (рис. 2.1).

Вентиляторы разных размеров, выполненные по одной аэродинамической схеме, относятся к одному типу, т. е. представляют единую конструктивную серию геометрически подобных машин.

Основными элементами центробежного вентилятора являются: рабочее колесо с лопатками 1, входной патрубков (коллектор) 2, спиральный корпус 3, ступица 4, вал 5 (рис. 2.1).

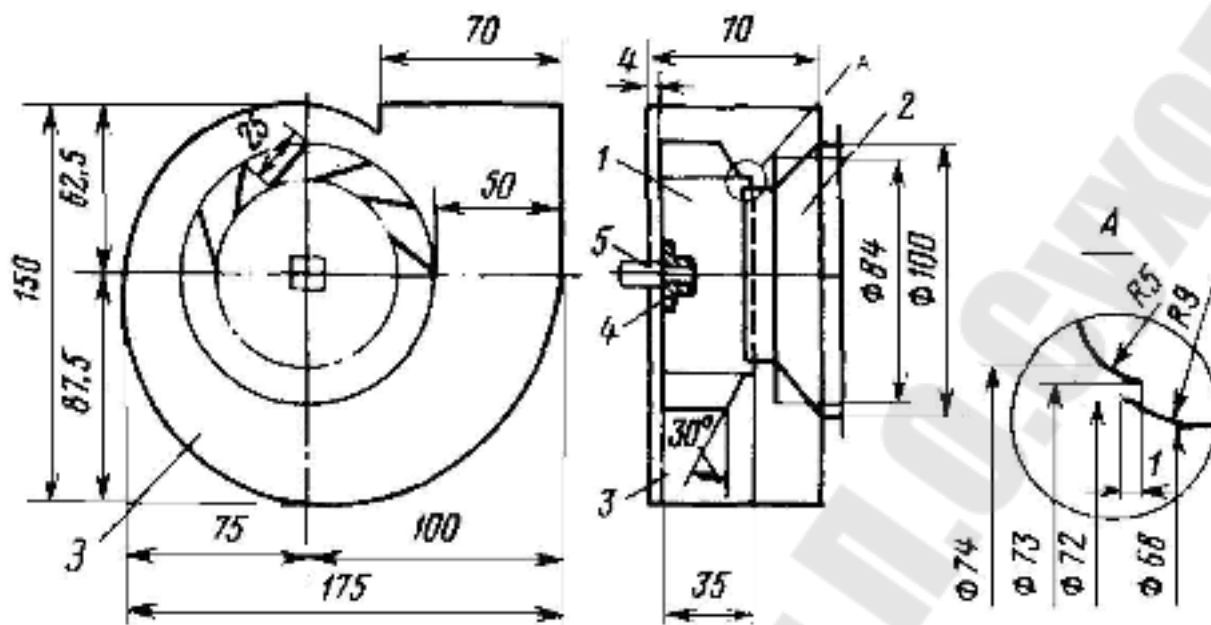


Рис. 2.1. Аэродинамическая схема центробежного вентилятора Ц 4-70:
 1 – рабочее колесо; 2 – входной патрубок; 3 – спиральный корпус; 4 – гайка;
 5 – вал (все размеры даны в % от диаметра колеса D_2)

Рабочее колесо. Передача энергии от приводного вала к газу, протекающему через вентилятор, осуществляется с помощью рабочего колеса. По конструктивному исполнению рабочие колеса имеют ряд модификаций (рис. 2.2).

Барabanные рабочие колеса, изображенные на рис. 2.2, а, выполняются с лопатками, загнутыми вперед, ширина колес равна половине диаметра. Окружная скорость этих колес допускается до 30–40 м/с. Кольцевые рабочие колеса (рис. 2.2, б) имеют меньшую ширину, чем барабанные, окружная скорость вращения колес допускается до 50–60 м/с.

Рабочие колеса с коническим передним диском (рис. 2.2, в) имеют большую прочность и жесткость. Окружная скорость допускается до 85 м/с. Трехдисковые колеса (рис. 2.2, г) применяются в вентиляторах с двухсторонним всасыванием. Однодисковые колеса (рис. 2.2, д) применяются для пылевых вентиляторов.

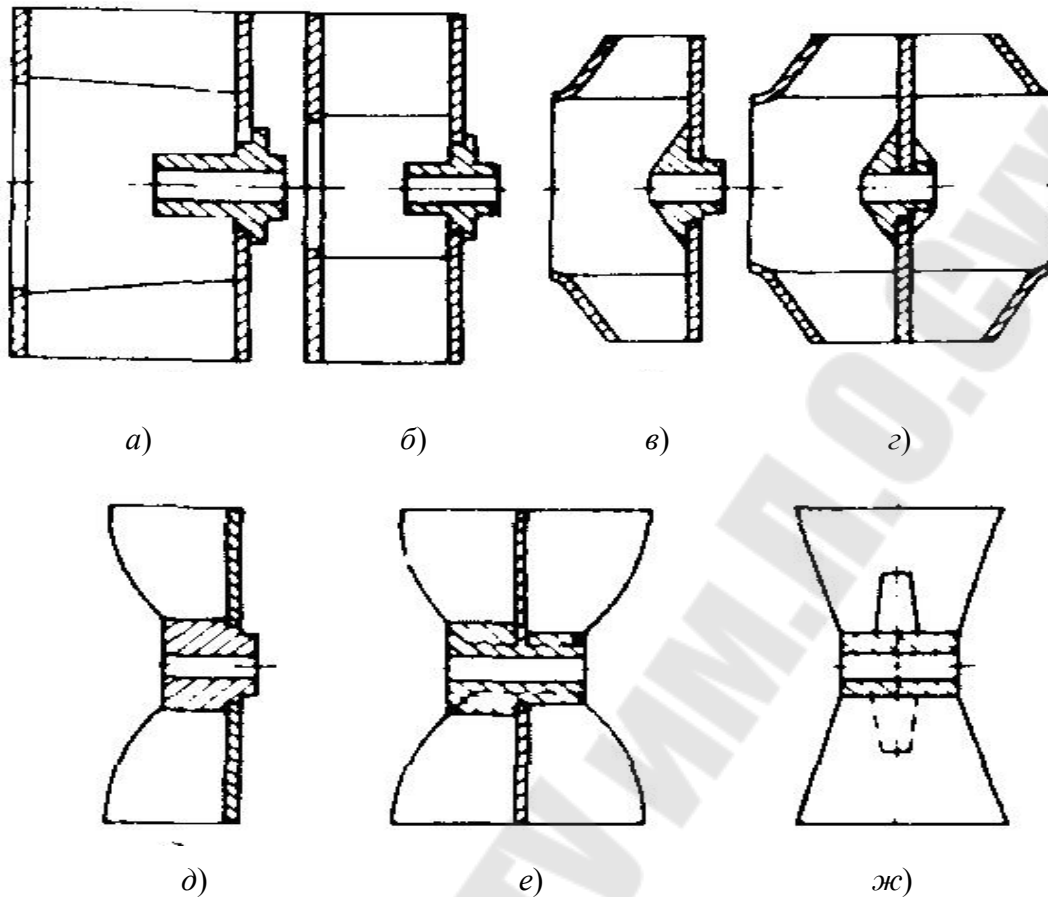


Рис. 2.2. Конструктивные исполнения рабочих колес:
a – барабанное; *б* – кольцевое; *в* – коническое; *г* – трехдисковое;
д – однодисковое; *е* – двухстороннего всасывания; *ж* – бездисковое

Способ соединения лопаток с дисками оказывает существенное влияние на конструктивную жесткость колеса. Применяются следующие соединения: цельноштампованное, на шипах, клепаное и сварное. В цельноштампованной конструкции рабочего колеса лопатки и передний диск штампуются из одного листа. Наиболее часто применяются клепаные колеса, которые хотя и трудоемки при изготовлении, но отличаются большой прочностью. Сварное соединение лопаток с дисками применяется для колес большого диаметра, особенно для вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, так как небольшое количество лопаток у этих колес облегчает технологию сварки.

Рабочее колесо должно быть отбалансировано.

Лопатки. В рабочих колесах вентиляторов применяются лопатки различных конструкций (рис. 2.3). Преимуществом листовых лопаток (рис. 2.3, *a*) является простота их конструкций, недостатком – неболь-

шая жесткость. Профилированные лопатки оболочной (рис. 2.3, б) и оболочно-каркасной конструкции (рис. 2.3, в) обладают высокой жесткостью и работают при окружных скоростях до 130 м/с. Листовые лопатки очерчены отрезком логарифмической спирали, дугой окружности, в редких случаях плоские.

В случае, когда лопатка очерчена одной дугой окружности (рис. 2.4), радиус этой окружности, равный радиусу кривизны лопатки $R_{\text{Л}}$, определяется по формуле

$$R_{\text{Л}} = \frac{D_2 - D_1}{4(D_2 \cdot \cos \beta_2 - D_1 \cdot \cos \beta_1)} \quad (2.1)$$

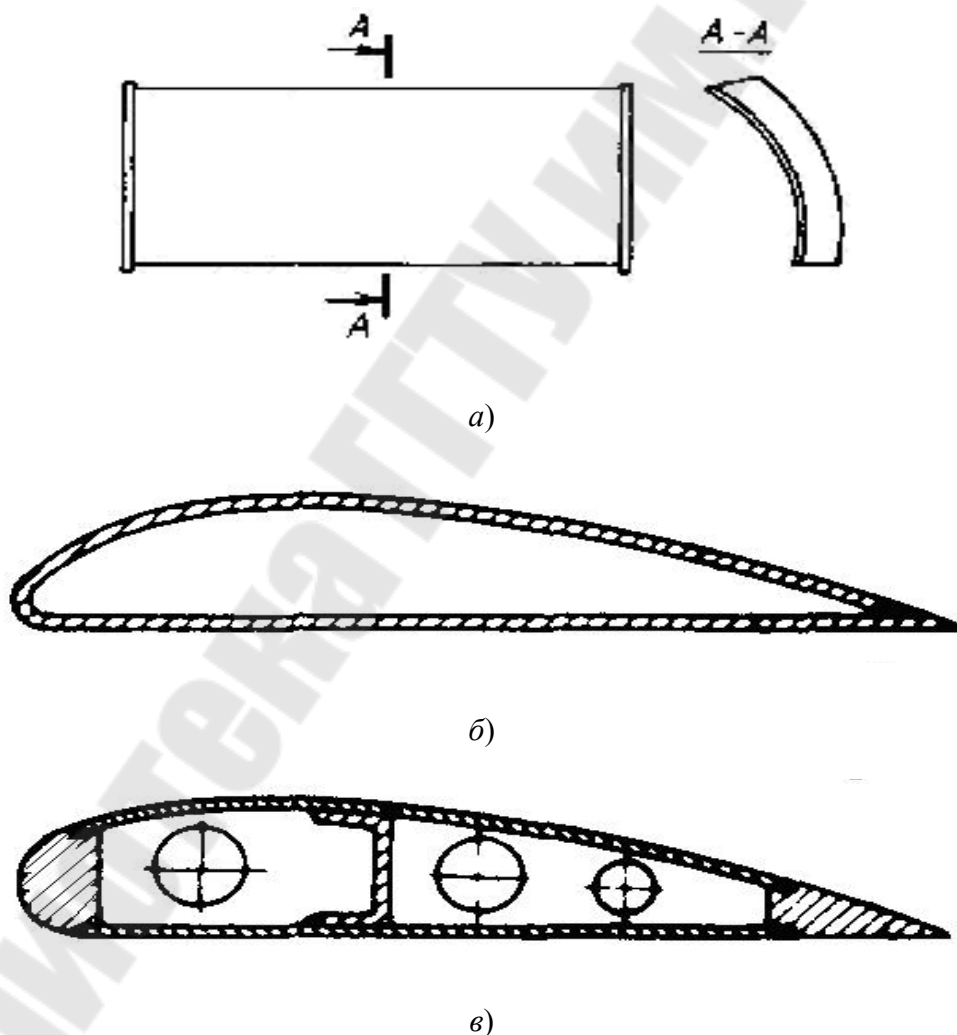


Рис. 2.3. Конструкции лопаток колес вентиляторов: а – листовые; б – оболочные; в – оболочно-стержневые

Знак $R_{\text{л}}$ будет положительным для лопаток, отогнутых назад, и отрицательным для лопаток, отогнутых вперед. Радиус окружности, на которой расположены центры дуг лопаток, определяется:

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{0,25 \cdot D_1^2 + R_{\text{л}}^2 - R_{\text{л}} \cdot D_1 \cdot \cos \beta_1}. \quad (2.2)$$

Длина лопатки составляет:

$$L = \frac{\pi \cdot \alpha \cdot R_{\text{л}}}{180}, \quad (2.3)$$

где α – угол в градусах, под которым лопатка видна из центра ее дуги.

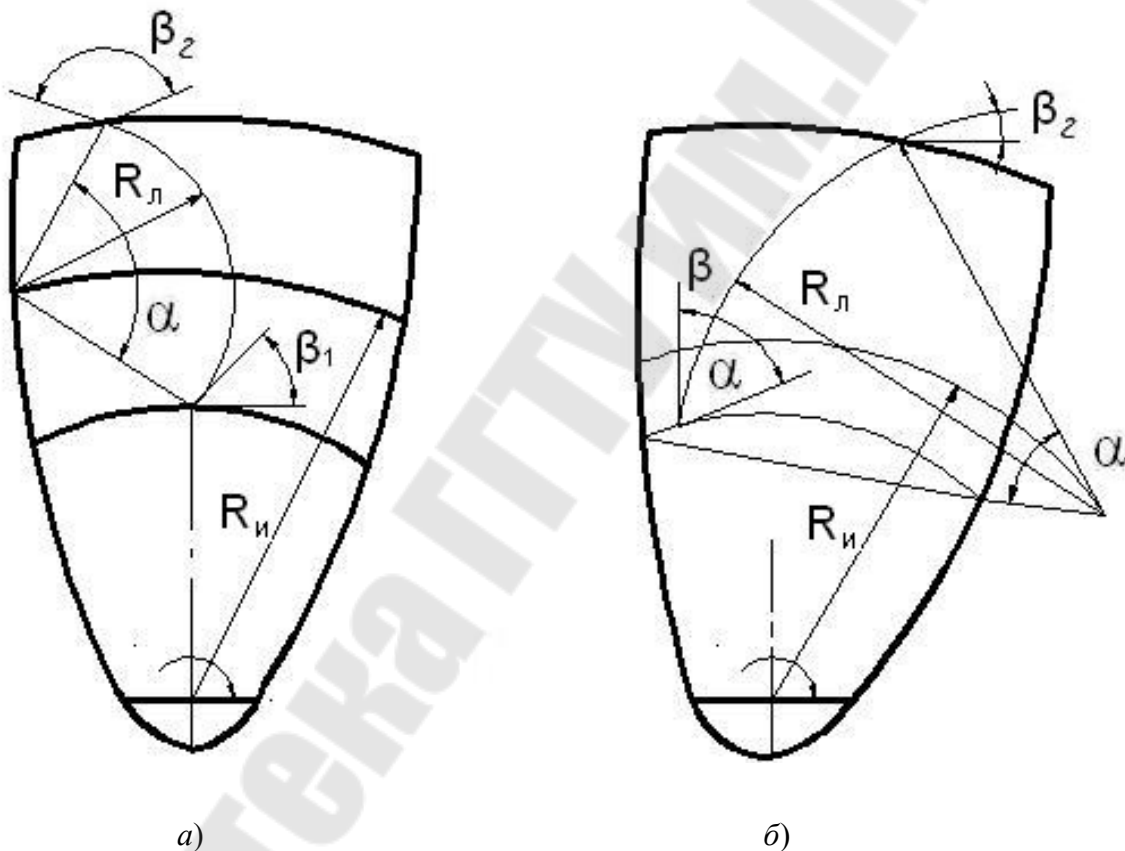


Рис. 2.4. Сечения листовых лопаток, очерченных одной дугой окружности:
а – лопатки, отогнутые назад; б – лопатки, отогнутые вперед

Входной коллектор. Входные устройства вентиляторов бывают осевые или коленообразные. Осевой входной коллектор представляет собой цилиндрический или конический патрубок, соединяющий входное отверстие колеса со всасывающим трубопроводом или атмосферой. Форма осевых входных патрубков разнообразна (рис. 2.5).

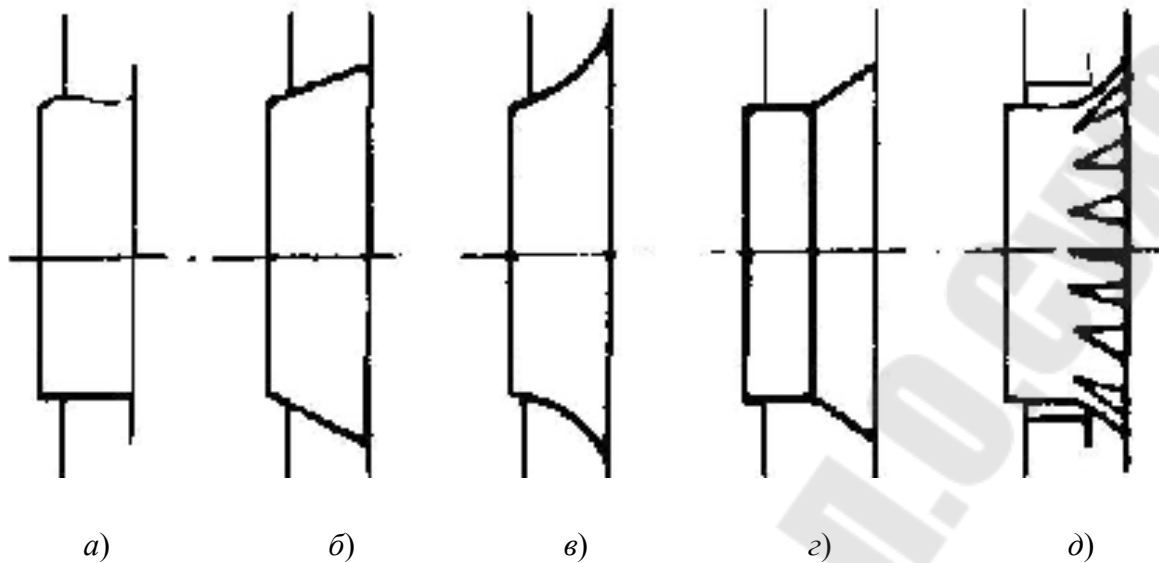


Рис. 2.5. Формы входного патрубка:
a – цилиндрический; *б* – конический; *в* – с плавным очертанием;
г – составной; *д* – разрезной

Коленообразное входное устройство представляет собой всасывающую камеру с входным прямоугольным отверстием, имеющим направление, близкое к радиальному, и с выходным отверстием, концентричным входному отверстию колеса (рис. 2.6). Поток в такой камере совершает поворот на угол, близкий к 90° . Сечение коленообразной коробки обычно больше сечения входа в колесо в 2–2,5 раза.

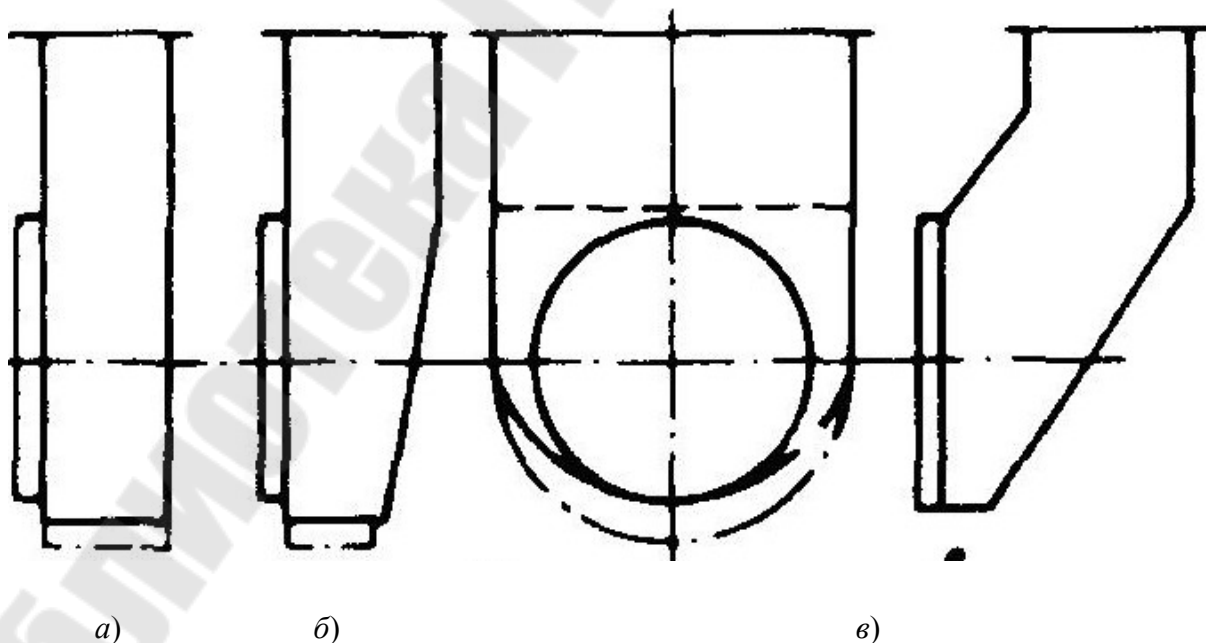


Рис. 2.6. Формы входных коленообразных коробок:
a – прямоугольная; *б* – прямоугольная со скошенной стенкой; *в* – составная

Корпус выполняется обычно в виде спирального кожуха с параллельными боковыми стенками. Спиральный корпус имеет прямоугольное, реже круговое сечение постоянной, по радиусу, ширины. На выходе из корпуса может быть установлен конический диффузор с углом раскрытия до 25° в сторону колеса. Спиральные камеры выполняются сварными или клепаными.

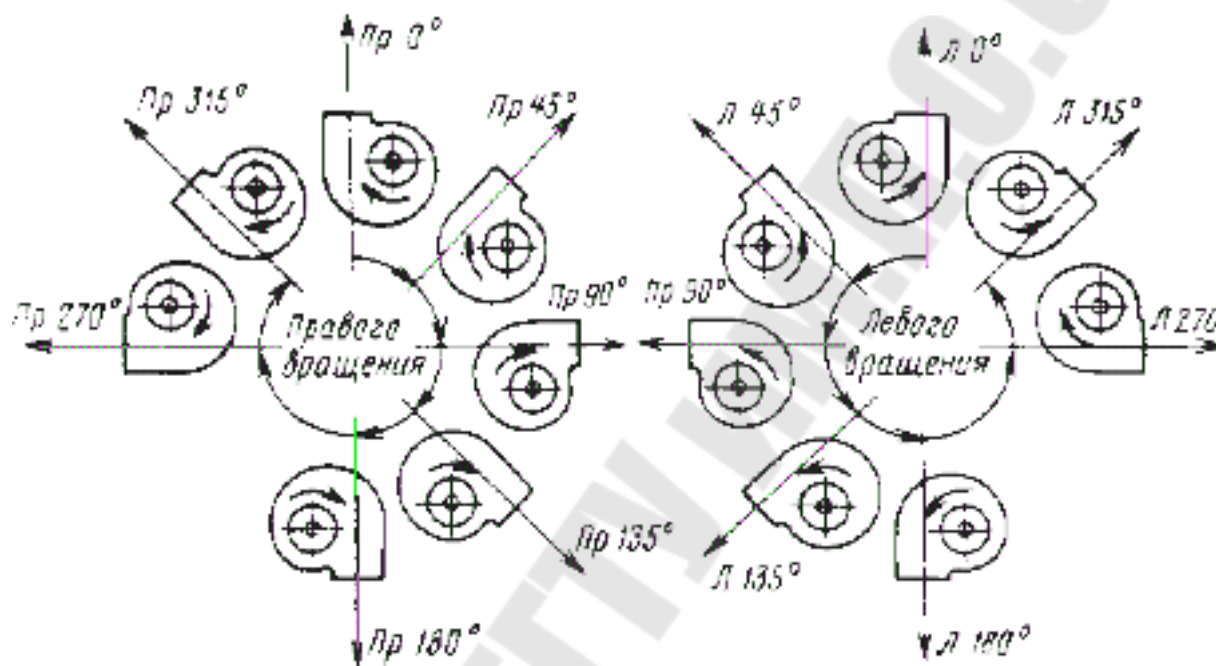


Рис. 2.7. Положения корпуса центробежного вентилятора

Для монтажа ротора корпус выполняется съемным. В большинстве консольных конструкций вентилятора корпус подвешивается к кронштейну приводной части. Такая конструкция позволяет получить различные схемы сборки за счет поворота корпуса относительно оси (рис. 2.7). Только для крупных консольных конструкций и вентиляторов с двусторонним всасыванием корпус устанавливается на раме или лапах (рис. 2.8). Из условия жесткости корпус дутьевого вентилятора имеет каркас из профильного проката и обшивку из тонкого листа толщиной 4–6 мм (каркасная конструкция).

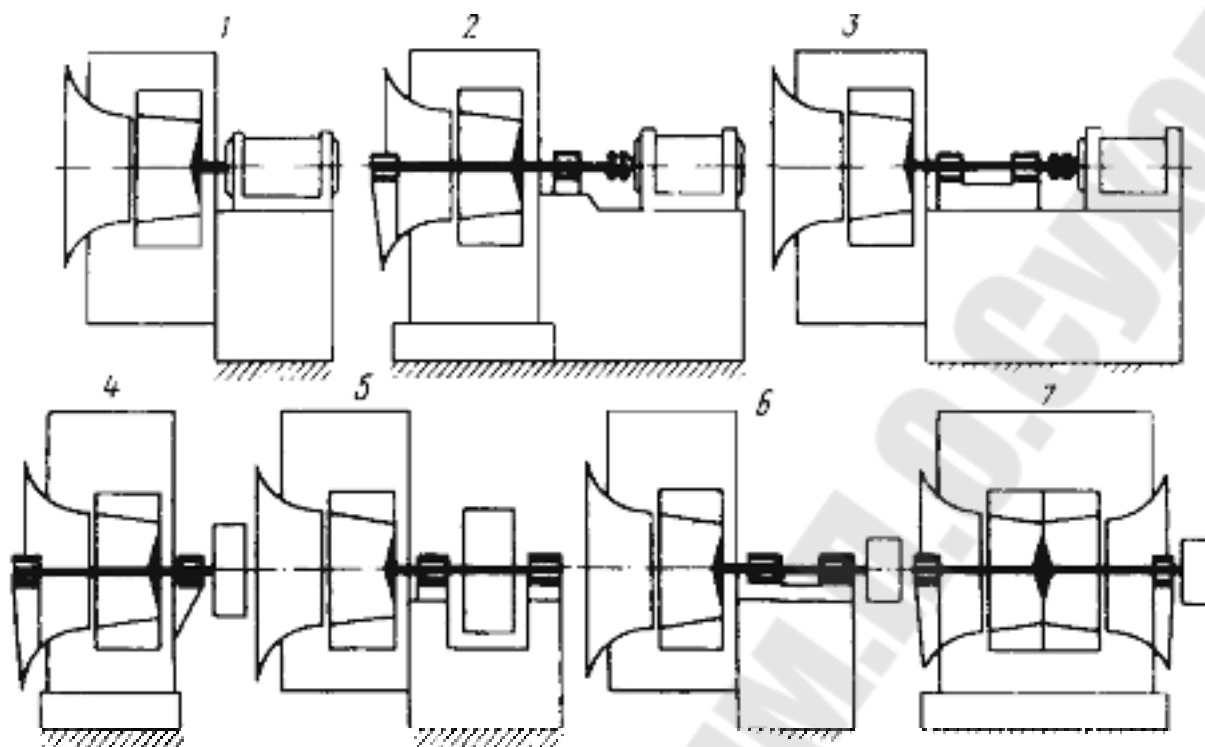


Рис. 2.8. Конструктивные схемы центробежных вентиляторов:
 1 – консольное крепление колеса на одном валу с двигателем;
 2 – двухопорное крепление колеса, соединение с двигателем через муфту;
 3 – консольное крепление колеса, соединение с двигателем через муфту;
 4 – двухопорное крепление колеса, соединение с двигателем клиноременной передачей; 5, 6 – консольное крепление колеса, соединение с двигателем клиноременной передачей; 7 – двухопорное крепление колеса двустороннего всасывания, соединение с двигателем ременной передачей (может быть соединение с двигателем через муфту)

2.2. Классификация центробежных вентиляторов

По назначению вентиляторы подразделяются на следующие группы: вентиляторы общего назначения (Ц); вентиляторы дутьевые (ВД); дымососы (Д); вентиляторы горящего дутья (ВГД); вентиляторы мельничные (ВМ); вентиляторы специального назначения (здесь не рассматриваются). По направлению вращения рабочего колеса различают вентиляторы правого вращения (колесо вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода) и левого вращения. По направлению выхода газа вентиляторы изготавливаются с различными положениями корпуса.

Вентиляторы общего назначения изготавливаются с семью положениями корпуса (рис. 2.7), дутьевые вентиляторы и дымососы могут устанавливаться в восемнадцати положениях, мельничные венти-

ляторы – в двадцати четырех. Такое количество положений корпуса необходимо для оптимального подсоединения центробежного вентилятора к сети, при котором направление газового канала соответствует направлению движения потока газа в сети без отклонений.

Предусматривается семь конструктивных схем соединения вентилятора с приводом (рис. 2.8). Стационарные вентиляторы изготавливаются в основном по третьей и седьмой схемам исполнения.

По быстроходности центробежные вентиляторы разделяются на вентиляторы малой ($n_s = 10-30$), средней ($n_s = 30-60$) и большой ($n_s = 60-80$) быстроходности. С увеличением n_s размеры вентилятора в осевом направлении увеличиваются, а разность диаметров D_2 и D_0 уменьшается. Наиболее экономичные центробежные вентиляторы ($\eta_{\max} \geq 0,8$) с лопатками, загнутыми назад, обеспечивают небольшую область режимов и имеют ($n_s = 50-80$). Эти вентиляторы широко применяются в вентиляционных и технологических установках.

Вентиляторы общего назначения по полному давлению, создаваемому при номинальном режиме, подразделяются на вентиляторы низкого (до 1 кПа), среднего (от 1 до 3 кПа) и высокого (свыше 3 кПа) давления.

К вентиляторам низкого давления относятся вентиляторы средней и большой быстроходности. Рабочие колеса этих вентиляторов имеют широкие листовые лопатки. Окружная скорость вращения колес менее 50 м/с. Вентиляторы низкого давления используются в вентиляционных системах.

Вентиляторы среднего давления имеют окружную скорость до 80 м/с, лопатки этих вентиляторов выполняются как загнутыми вперед, так и назад и применяются как в вентиляционных, так и технологических установках различного назначения.

Вентиляторы высокого давления имеют окружную скорость свыше 80 м/с, лопатки загнутые назад, для широких колес средней быстроходности применяются профильные лопатки. Полное давление свыше 10 кПа обеспечивают вентиляторы малой быстроходности с окружной скоростью до 200 м/с с узкими рабочими колесами, близкими по своим геометрическим параметрам к компрессорным.

К классу вентиляторов относятся воздуходувные машины, создающие полное давление до 30 кПа. Для обеспечения этого давления в некоторых случаях используются двухступенчатые вентиляторы или вентиляторные установки с двумя-тремя последовательно соединенными вентиляторами.

Конструкции вентиляторов

Широкое применение в промышленности получили вентиляторы общего назначения, которые используются для перемещения воздуха и неагрессивных газов с температурой до $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, не содержащих вредных веществ, волокнистых материалов, а также твердых примесей в количестве более 100 мг/м^3 . Это одноступенчатые со спиральными корпусами и горизонтально расположенной осью вращения машины, имеют рабочие колеса диаметром от 200 до 3150 мм (рис. 2.9) и обеспечивают производительность до $30\text{ м}^3/\text{с}$ и давление до 11 кПа.

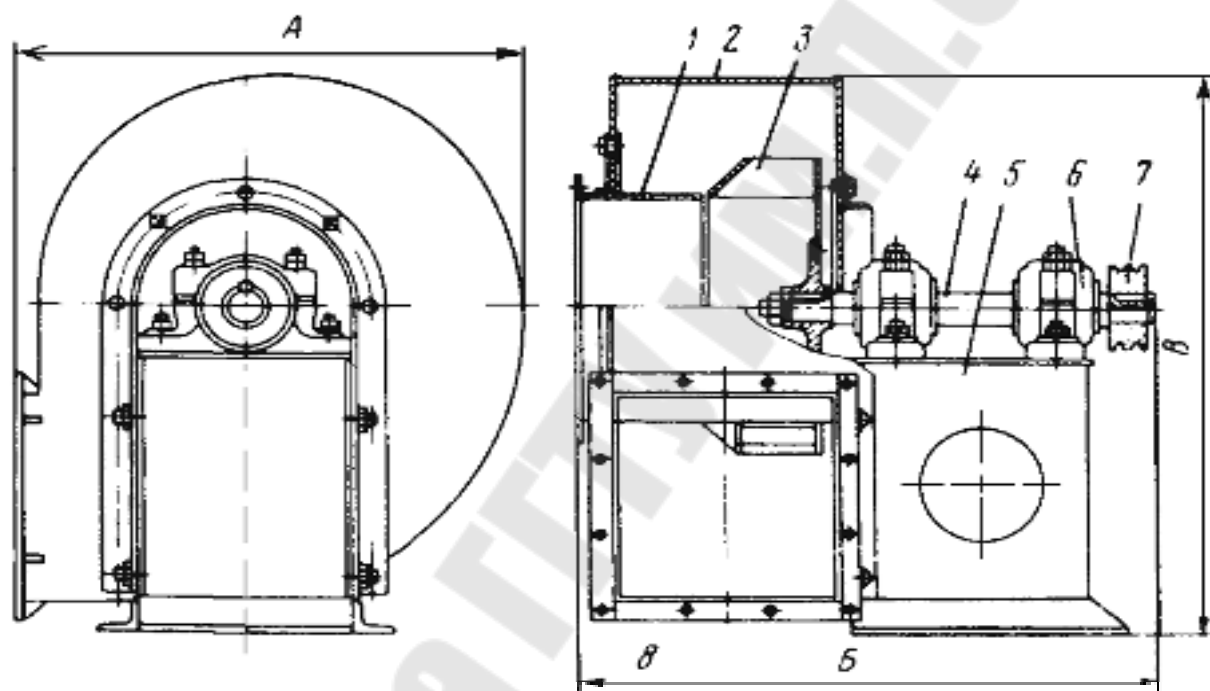


Рис. 2.9. Центробежный вентилятор общепромышленного назначения:
1 – входной коллектор; 2 – корпус; 3 – рабочее колесо; 4 – вал; 5 – стойка;
6 – подшипники; 7 – шкив; 8 – фланец выходного отверстия

Вентиляторы общего назначения обозначаются буквой Ц (центробежный), далее следует число, обозначающее пятикратное значение коэффициента полного давления, округленное до целого значения, на режиме максимального КПД и через тире – быстроходность, тоже округленная до целого числа. Обозначение вентилятора включает в себя и его номер – диаметр колеса в дециметрах.

Например, центробежный вентилятор с диаметром рабочего колеса 800 мм, имеющий при максимальном КПД $p = 0,86$ и $n_s = 70$, обозначается Ц4-70 № 8. Вентиляторы общего назначения выпускаются

по четырем основным аэродинамическим схемам: Ц4-70, Ц4-76, Ц6-46, Ц10-28.

Самой распространенной аэродинамической схемой является схема Ц 4-70, разработанная ЦАГИ.

Рабочие колеса вентиляторов имеют 12 плоских, загнутых назад лопаток с углами выхода $\beta_{2л} = 44^\circ 40'$. Передний диск рабочего колеса – конический с плавным поворотным участком у входного отверстия. Расширяющийся конец входного патрубка введен внутрь рабочего колеса. Корпус вентилятора спиральный. Аэродинамическая схема такого вентилятора приведена на рис. 2.1.

Вентиляторы Ц4-70 выпускаются с номерами от 2,5 до 16. Они обеспечивают производительность до $25 \text{ м}^3/\text{с}$ и давление до 2 кПа. В зависимости от перемещаемой среды вентиляторы Ц4-70 изготавливаются из углеродистой стали, нержавеющей стали, а также из алюминиевых сплавов.

Аэродинамическая схема вентилятора Ц4-76 также разработана ЦАГИ. Рабочее колесо вентилятора с передним корпусным диском насчитывает 12 лопаток, загнутых назад. В отличие от вентилятора Ц4-70 вентилятор имеет профильные лопатки, что обеспечивает более высокие аэродинамические параметры: максимальный $\eta_{\max} = 0,84$; коэффициент давления $p = 0,83$ при коэффициенте производительности $\varphi = 0,23$. Вентиляторы Ц4-76 выпускаются с номерами от 8 до 20 по шестому конструктивному исполнению и обеспечивают производительность от $3,3$ до $44,4 \text{ м}^3/\text{с}$ при давлении до 2160 Па.

Диаметры колес следует выбирать из предпочтительного ряда R10: 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00, умножая приведенные числа на 10, 100 или 1000.

Вентиляторы, предназначенные для перемещения воздуха с различными примесями в виде твердых частиц – золы, пыли, волокнистых материалов, называют пылевыми. В обозначении пылевого вентилятора добавляется буква П, например – ЦП6-46.

Пылевой вентилятор состоит из входного патрубка, рабочего колеса и спирального корпуса, однако в связи со своим целевым назначением имеет и ряд особенностей: передний диск колеса отсутствует, число лопаток небольшое, лопатки укреплены консольно к заднему диску, имеются большие зазоры между входным патрубком и колесом. В связи с вышеуказанным пылевые вентиляторы имеют более низкий КПД ($\eta = 0,53-0,66$).

Для вытяжки воздуха из помещений промышленных предприятий по вертикальному вентиляционному каналу на кровлях зданий устанавливают крышные радиальные вентиляторы, например КЦЗ-90. Эти вентиляторы практически работают без сети, развивают небольшое статическое давление и максимальную производительность, имеют большой относительный диаметр входа и широкие колеса. За колесом устанавливается специальный диффузор.

2.3. Характеристики и регулирование центробежных вентиляторов

Размерная аэродинамическая характеристика вентилятора – совокупность зависимостей полного и статического давлений, создаваемых вентилятором, потребляемой им мощности, полного и статического КПД вентилятора от производительности при постоянной частоте вращения и плотности воздуха.

Характеристиками статического давления и КПД пользуются в том случае, когда сеть находится на стороне всасывания вентилятора, а выход потока из вентилятора происходит в атмосферу. В этом случае сопротивление сети равно статическому давлению вентилятора, так как его динамическое давление теряется.

Характеристики вентиляторов получают непосредственным их испытанием при постоянной частоте вращения и строят для воздуха при так называемых нормальных условиях, когда $p_n = 0,103$ МПа; $T_n = 293$ К; относительная влажность воздуха $\varphi_n = 50$ % и $\rho_0 = 1,2$ кг/м³. При пересчете характеристик со стандартных условий на реальные необходимо учитывать, что давление и мощность на валу изменяются пропорционально плотности газа, подаваемого вентилятором, а остальные параметры вентилятора (V , η) остаются неизменными, т. е.

$$p = \frac{p_i \cdot \rho}{1,2}; \quad N = \frac{N_i \cdot \rho}{1,2}.$$

На рис. 2.10 приведена аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора при нормальных атмосферных условиях. Режим, соответствующий максимальному значению полного КПД – η_{\max} , называют номинальным. Рабочим участком, или областью характеристики, вентилятора называют ту ее часть, для которой $\eta > 0,9\eta_{\max}$. В каталогах обычно приводятся рабочий участок или рабочая область, соответствующие эффективной работе вентилятора. Такие рабочие

участки или области одного типа вентилятора объединяют в свободные графики (диаграммы) для выбора размера вентилятора.

Каждый размер вентилятора может быть использован при различной частоте вращения рабочего колеса. Для этого могут устанавливаться асинхронные двигатели с частотами вращения $n = 725, 960, 1450, 2900$ об/мин при их непосредственном соединении с валом вентилятора или использоваться редукторы и шкивы. В диаграмме размещают серию характеристик вентилятора при различной частоте вращения в координатах $V-p$, выраженных в одинаковом логарифмическом масштабе.

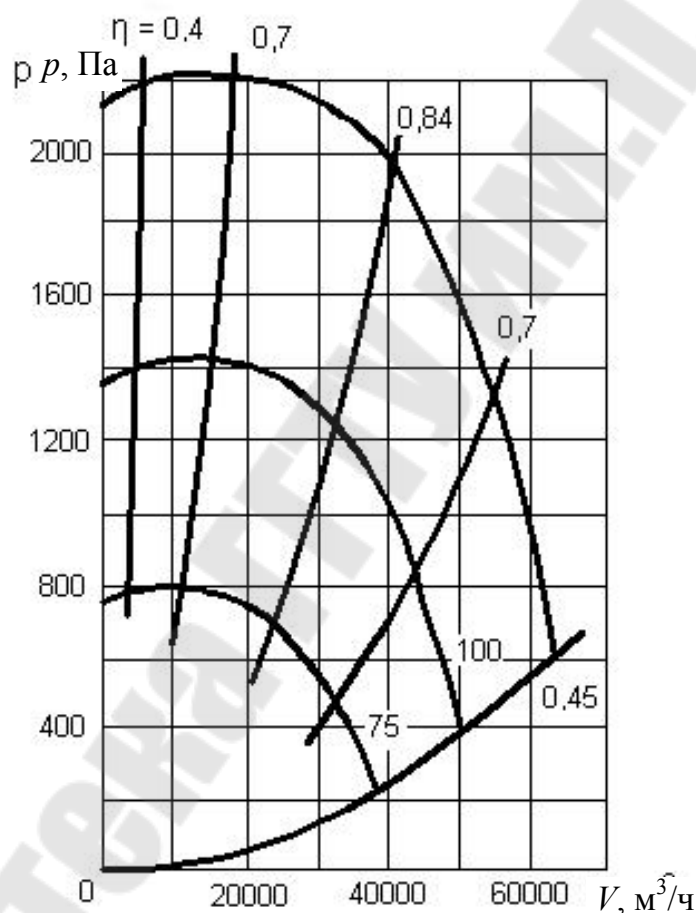


Рис. 2.10. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора

Безразмерные аэродинамические характеристики строятся по данным испытаний для каждого типа вентилятора в виде зависимостей коэффициентов давления ψ , мощности λ , η – КПД и быстроход-

ности n_s от коэффициента производительности ϕ . Вид безразмерных характеристик вентилятора Ц4-70 показан на рис. 2.11.

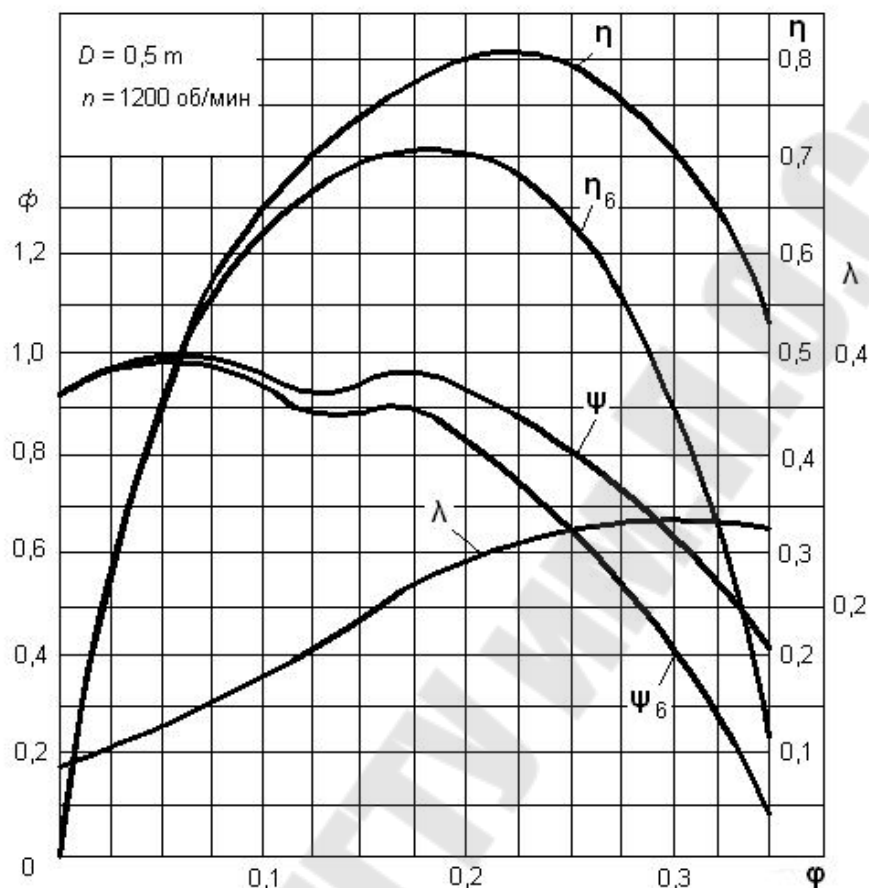


Рис. 2.11. Безразмерные характеристики вентилятора Ц4-70

Безразмерные характеристики являются исходными данными при выборе типа вентилятора, его размеров и частоты вращения для обеспечения давления и производительности, а также при определении размерной характеристики выбранного вентилятора и сопоставлении аэродинамических параметров различных схем.

3. ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

3.1. Основные конструктивные элементы осевых вентиляторов

В осевых вентиляторах в отличие от центробежных направление движения потока совпадает с осью вращения рабочего колеса. Лопатки рабочего колеса, закрепленные под углом к плоскости вращения,

передают энергию потоку и перемещают его в осевом направлении. Лопатки рабочих колес обычно выполняются неподвижными, жестко закрепленными на втулке, и реже поворотными.

Конструкция вентилятора определяется его аэродинамической схемой (рис. 3.1), в которой основные размеры осевого вентилятора даются в долях от диаметра рабочего колеса, определяемого по наружным концам рабочих лопаток.

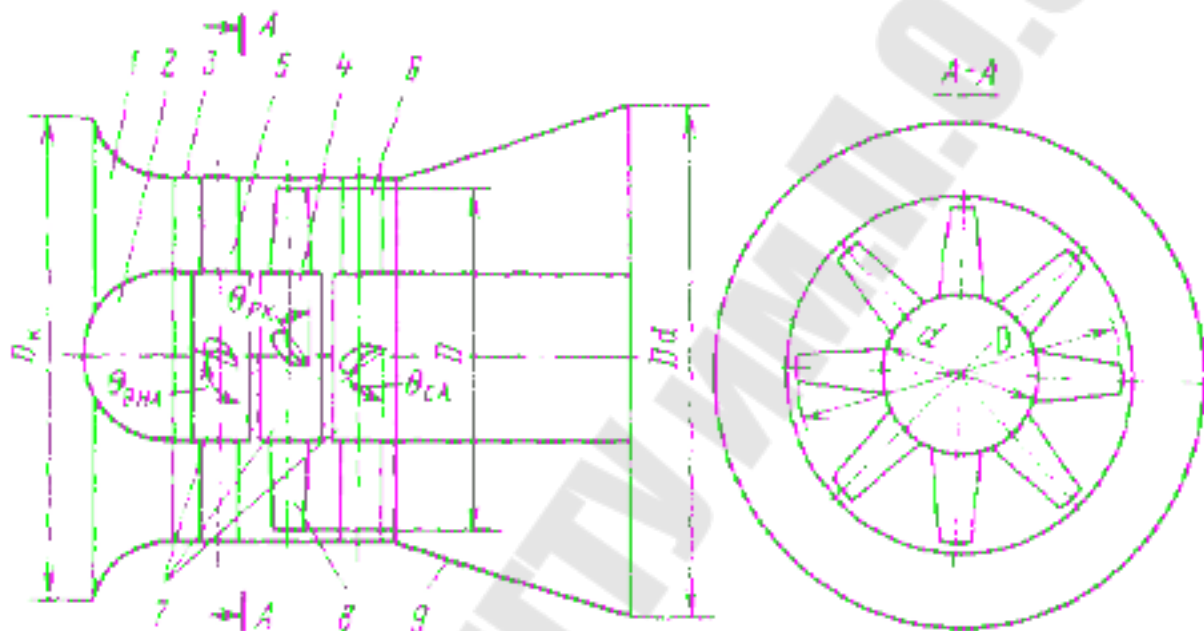


Рис. 3.1. Аэродинамическая схема осевого вентилятора:

- 1 – коллектор; 2 – передний обтекатель; 3 – корпус; 4 – рабочее колесо (РК);
- 5 – входной направляющий аппарат (ВНА); 6 – спрямляющий аппарат (СА);
- 7 – втулки: РК, ВНА, СА; 8 – лопатки РК; 9 – диффузор;
- $\theta_{ВНА}$, $\theta_{РК}$, $\theta_{СА}$ – углы установки лопаток ВНА, РК и СА

Для вентиляторов общего назначения основные размеры следующие: $D_{ВТ} = (0,3 \div 0,55)D$; диаметр входного коллектора $D_{К} = 1,2D$; длина входного коллектора $L_{К} = 0,2D$. Углы установки лопаток $15\text{--}32^\circ$. Окружная скорость в осевых вентиляторах составляет менее 100 м/с, и только в отдельных случаях 150 м/с.

В конструкции осевого вентилятора применяются устройства, улучшающие его аэродинамические свойства и повышающие КПД – передний и задний обтекатели, направляющие и спрямляющие аппараты. Передний обтекатель обеспечивает постепенное возрастание

скорости потока до c_0 на входе в направляющий аппарат при минимальных потерях энергии.

Входной направляющий аппарат представляет собой конфузорные межлопаточные каналы, в которых происходит закручивание потока против направления вращения колеса, что приводит к увеличению давления, создаваемого вентилятором. В спрямляющем аппарате часть кинетической энергии преобразуется в потенциальную с некоторыми потерями, вызванными движением потока в межлопаточных каналах. Для преобразования кинетической энергии потока газа в потенциальную на выходе осевого вентилятора иногда устанавливается диффузор. Аэродинамические качества осевых вентиляторов зависят от угла установки и профиля рабочих лопаток, а также от схемы вентилятора. Осевые вентиляторы создают меньшее давление по сравнению с центробежными, поэтому объемные потери, зависящие от разности давлений на выходе и входе рабочего колеса, незначительны. Вследствие этого КПД осевых вентиляторов несколько выше, чем центробежных.

3.2. Классификация вентиляторов

По назначению осевые вентиляторы делятся на следующие группы: вентиляторы общего назначения (О); дымососы (ДО); дутьевые вентиляторы (ВДО); вентиляторы для градирен (ВГ); специальные (здесь не рассматриваются).

По аэродинамическим схемам осевые вентиляторы классифицируются на: одноступенчатые с входным направляющим (ВНА) и спрямляющим аппаратами (СА), с осевым (меридиональным) ускорением потока; двухступенчатые; реже – трехступенчатые. Имеются специально разработанные реверсивные вентиляторы, используемые для реверсирования воздушного потока путем обращения течения в его проточной части. Осуществляется это изменением направления вращения рабочего колеса на обратное. Лопатки рабочих колес таких вентиляторов не имеют изгиба профилей.

По способу соединения осевого вентилятора с приводом можно выделить шесть конструктивных схем (рис. 3.2).

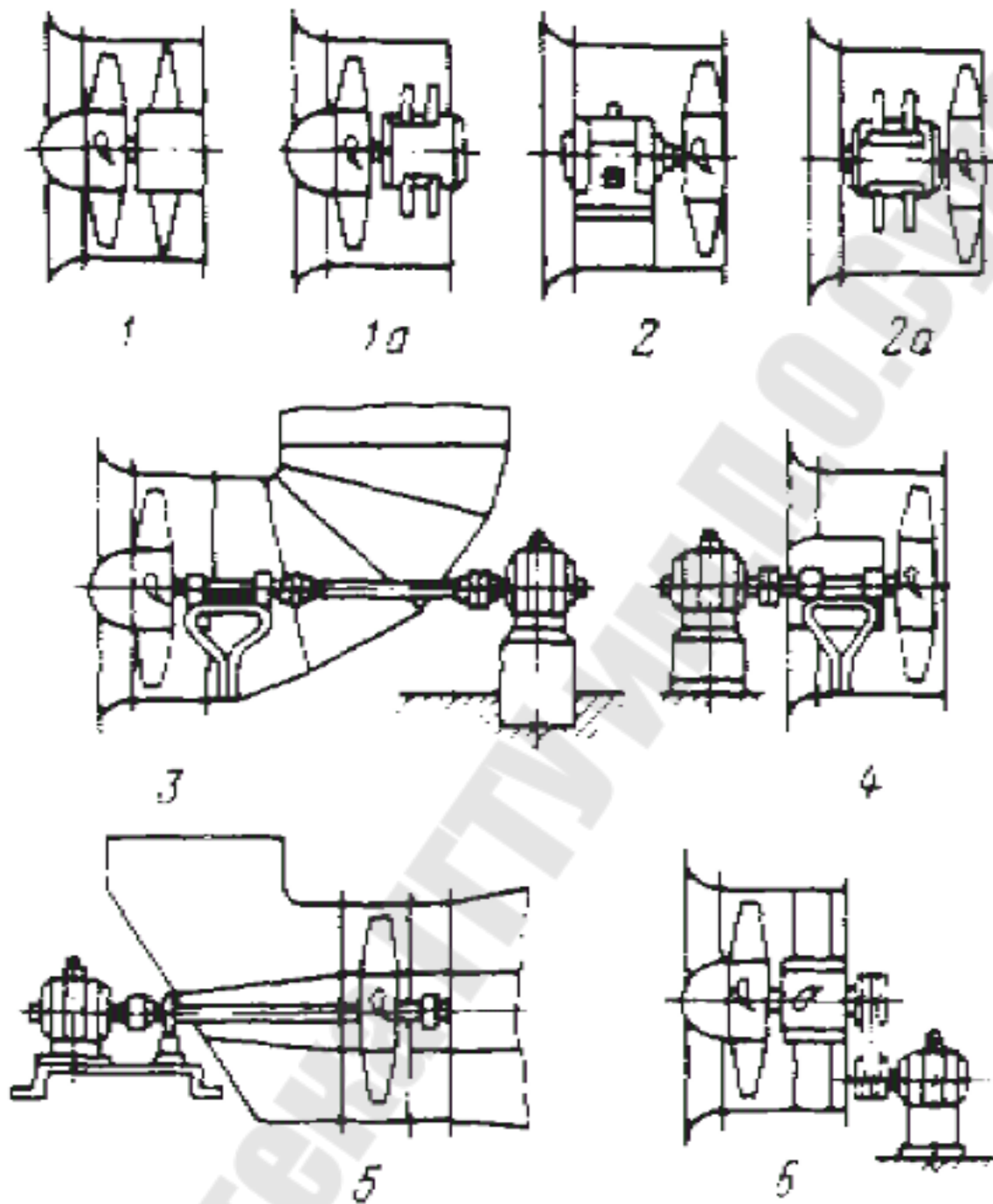


Рис. 3.2. Конструктивные схемы осевых вентиляторов:

- 1 – на одном валу рабочее колесо, двигатель и спрямляющий аппарат;
 1а – на одном валу рабочее колесо и двигатель; 2 – на одном валу
 двигатель на опоре и рабочее колесо; 2а – на одном валу двигатель
 и рабочее колесо; 3 – колесо находится в воздуховоде, двигатель вынесен
 наружу; 4 – двигатель вынесен впереди всасывающего патрубка;
 5 – двигатель вынесен за поворотное колесо; 6 – двигатель подсоединен
 с помощью клиноременной передачи

3.3. Конструкции осевых вентиляторов

Корпуса стационарных вентиляторов выполняются сварными или сварно-литыми, разъемными по горизонтальной плоскости и обработанными по внутренней поверхности. Корпуса выполняются несущей и ненесущей конструкции. В вентиляторах с корпусом ненесущей конструкции нагрузку от ротора воспринимают опорные секции.

Конструкция приводной части осевого вентилятора состоит в основном из приводного и трансмиссионного валов, подшипников, муфты и зависит от его схемы.

При монтаже и эксплуатации выдерживаются радиальные зазоры между внутренним диаметром корпуса и концами лопаток рабочих колес. Этот зазор не превышает 1,5 % от длины лопаток рабочего колеса. Увеличение зазора ухудшает аэродинамические качества вентилятора.

Конструкция рабочих колес осевых вентиляторов зависит от способа крепления лопаток к ним. Лопатки с постоянным углом установки – сварные из листового проката и привариваются к втулке. Крепление поворотных лопаток рабочих колес производится изнутри втулки с помощью резьбового или штыкового соединения. В осевых вентиляторах применяются в основном листовые лопатки, а также профильные.

Профильные лопатки закрученные (винтовые) с переменными углами $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ по длине, а также незакрученные, но с хордой, уменьшающейся к периферии, повышают КПД осевого нагнетателя. Объясняется это следующим – элементы лопатки, находящиеся на разных расстояниях от центра, при вращении имеют неодинаковые окружные скорости. Вследствие этого лопатка с постоянной шириной и постоянными углами входа и выхода создает давление, изменяющееся по ее длине, что приводит к радиальным перемещениям частиц рабочей среды в проточной полости рабочих колес и снижению КПД нагнетателя. Поэтому ступени осевых нагнетателей с большой длиной лопаток создают профильными, из-за чего отсутствуют радиальные перемещения частиц рабочей среды.

Наибольшее распространение получили осевые вентиляторы общего назначения, применяемые в системах вентиляции промышленных предприятий. Это одноступенчатые вентиляторы с горизонтально расположенной осью вращения, имеющие диаметр рабочих колес от 300 до 2000 мм. Вентиляторы обеспечивают производительность до 130 м³/с и давление от 30 до 1000 Па (при $\rho = 1,2$ кг/м³).

Обозначение типоразмера осевого вентилятора 0,6-300-6,3 объясняется так: первая цифра – округленное до десятых долей значение

коэффициента давления 0,12, умноженное на 5 ($0,6 = 0,12 \cdot 5$), вторая цифра – округленное до целого числа значение коэффициента быстроходности 306 и номер вентилятора 6,3 – т. е. диаметр его колеса по внешним кромкам лопаток в дециметрах.

На рис. 3.3 приведена конструкция вентилятора общего назначения, разработанного ЦАГИ. Вентилятор имеет четыре цилиндрические листовые лопатки рабочего колеса, установленные под углом 20° к плоскости вращения. Такие вентиляторы эффективно используются в сетях с малым сопротивлением при больших расходах.

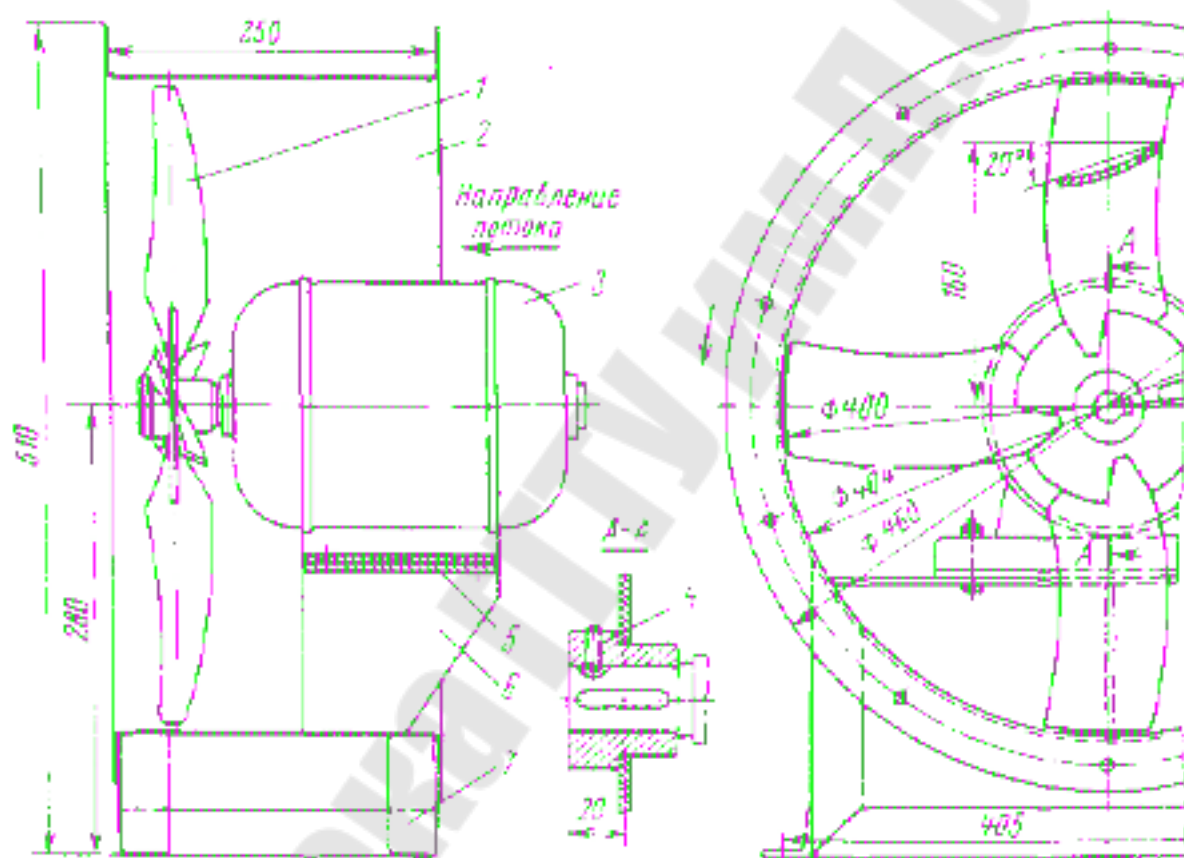


Рис. 3.3. Осевой вентилятор общего назначения:
 1 – рабочее колесо; 2 – корпус; 3 – электродвигатель;
 4 – фиксирующий винт; 5 – прокладка; 6 – рама; 7 – стойка

Вентиляторы типа ВГ предназначены для создания искусственной тяги в типовых вентиляторных градирнях систем оборотного водоснабжения, обеспечивают производительность от 14 до $50 \text{ м}^3/\text{с}$ и давление до 180 Па. В обозначение типоразмера вентилятора входит: первая цифра – модификация (ВГ – вентилятор для градирни); цифры после букв – условный диаметр рабочего колеса, дм.

Например, осевой вентилятор для градирни с условным диаметром рабочего колеса 7000 мм обозначается ВГ 70 (рис. 3.4).

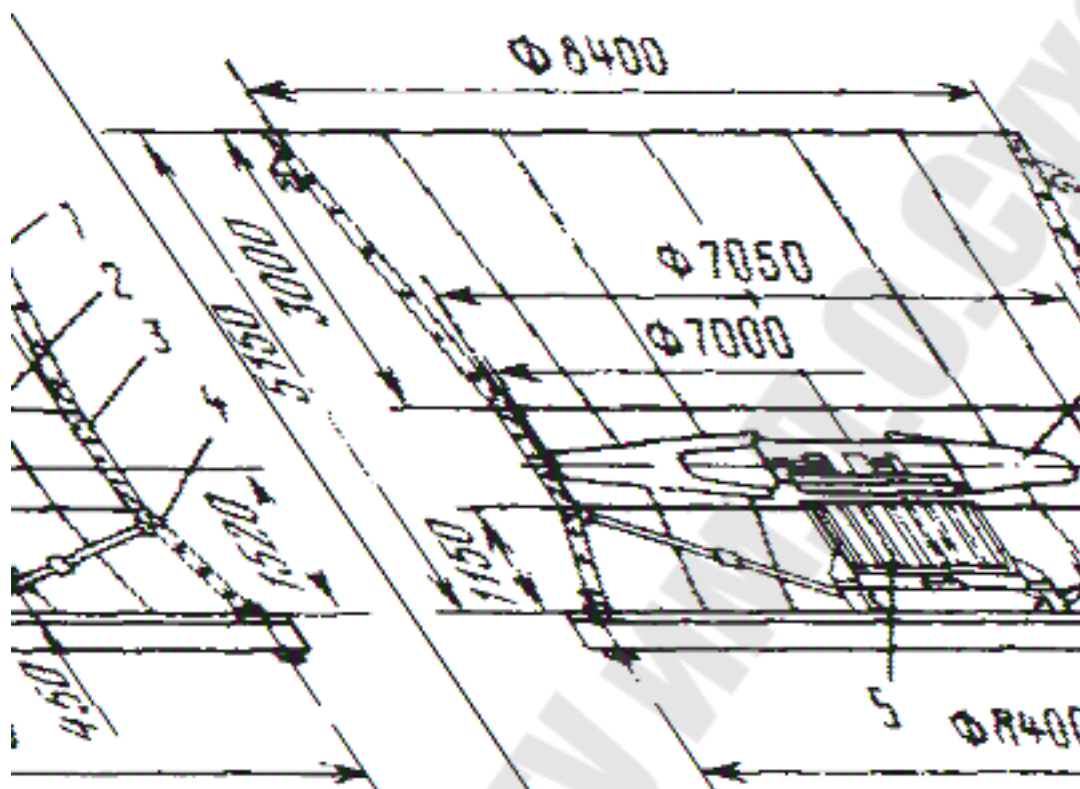


Рис. 3.4. Вентилятор для градирни:

1 – диффузор; 2 – рабочее колесо;
3 – средний патрубок; 4 – коллектор; 5 – привод

3.4. Характеристика осевых вентиляторов

Характеристика осевых вентиляторов, так же как и радиальных, представляет собой график зависимостей давления, мощности и КПД от производительности. В отличие от характеристик радиальных вентиляторов характеристика давления $P = f(V)$ осевых вентиляторов имеет седловидную форму (рис. 3.5).

Такая седловидная форма характеристики присуща также высоконапорным центробежным вентиляторам. Некоторое снижение давления при небольшой производительности вентилятора объясняется уменьшением подъемной силы лопастей при этой производительности и при больших углах атаки. Поэтому вся характеристика делится на левую нерабочую ветвь и правую рабочую.

Работа левее максимума давления недопустима по следующим причинам: во-первых, на левой ветви могут образоваться вращающиеся срывные зоны, угловая скорость которых отличается от скоро-

сти вращения вентилятора, что приводит к возникновению переменных нагрузок на лопадки и вибраций; во-вторых, появляется возможность возникновения помпажа. Поэтому в каталогах обычно приводят правую рабочую ветвь характеристики. Мощность осевого вентилятора в отличие от центробежного почти не изменяется от мощности холостого хода при увеличении его производительности. Поэтому пуск осевого вентилятора производится при открытом входном сечении.

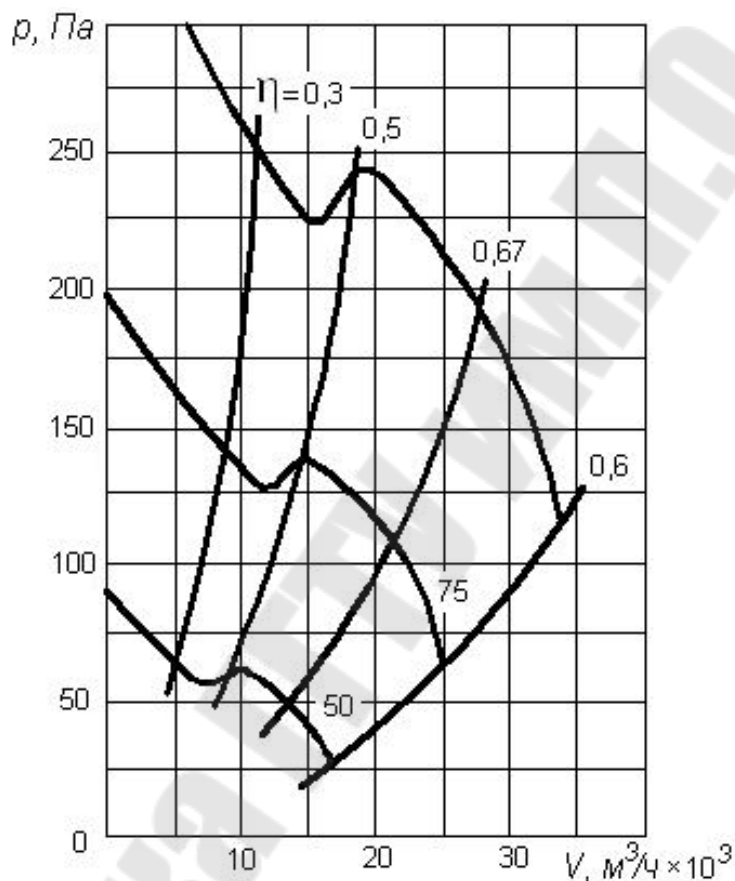


Рис. 3.5. Характеристика осевого вентилятора 06-300 № 10

В зависимости от аэродинамической схемы и расчетных параметров максимальные значения полного КПД могут достигать 90 %, а статического 70 %.

Регулирование производительности и давления осевых вентиляторов может осуществляться:

- изменением частоты вращения;
- направляющим аппаратом на входе;
- поворотом рабочих лопаток.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бененсон, Е. И. Теплофикационные турбины / Е. И. Бененсон, Л. С. Иоффе. – Москва : Энергоатомиздат, 1986. – 254 с.
2. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов. – Минск : Высш. шк., 1976. – 415 с.
3. Голубков, Б. Н. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция / Б. Н. Голубков, Б. И. Початков, Т. М. Романова. – Москва : Энергоиздат, 1982. – 412 с.
4. Капелович, Б. Е. Эксплуатация паротурбинных установок / Б. Е. Капелович. – Москва : Энергоатомиздат, 1985. – 224 с.
5. Малюшенко, В. В. Энергетические насосы : справ. пособие / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – Москва : Энергоиздат, 1981. – 511 с.
6. Нигматулин, И. А. Тепловые двигатели / И. А. Нигматулин, В. А. Ценев, П. Н. Шляхов. – Москва : Высш. шк., 1974. – 392 с.
7. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – Москва : Энергоатомиздат, 1991. – Кн. 3. – 493 с.
8. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – Москва : Энергоатомиздат, 1991. – Кн. 4. – 588 с.
9. Рис, В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В. Ф. Рис. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 385 с.
10. Сакур, И. А. Винтовые компрессоры / И. А. Сакур. – Ленинград : Машиностроение, 1984. – 328 с.
11. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования / М. И. Френкель. – Ленинград : Машиностроение, 1969. – 744 с.
12. Черкасский, В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В. М. Черкасский. – Москва : Энергоиздат, 1984. – 424 с.
13. Шерстюк, А. Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры / А. Н. Шерстюк. – Москва : Машиностроение, 1975. – 344 с.
14. Эккерт, Б. С. Осевые и центробежные компрессоры / Б. С. Эккерт ; пер. с нем. – Москва : Машгиз, 1959. – 646 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Центробежные машины.....	4
1.1. Многоступенчатые и многопоточные центробежные машины	4
1.2. Осевые и радиальные силы в центробежных насосах	7
1.3. Подобие центробежных машин. Коэффициент быстроходности. Формулы пропорциональности	15
1.4. Пересчет характеристик при изменении частоты вращения машины и вязкости среды	23
1.5. Регулирование подачи	28
2. Центробежные вентиляторы.....	38
2.1. Основные конструктивные элементы центробежных вентиляторов	38
2.2. Классификация центробежных вентиляторов	45
2.3. Характеристики и регулирование центробежных вентиляторов	49
3. Осевые вентиляторы.....	51
3.1. Основные конструктивные элементы осевых вентиляторов	51
3.2. Классификация вентиляторов	53
3.3. Конструкции осевых вентиляторов	55
3.4. Характеристика осевых вентиляторов.....	57
Литература.....	59

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Пособие

**по одноименному курсу
для студентов специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»
дневной и заочной форм обучения**

Автор-составитель: **Вальченко** Николай Адамович

Редактор

Н. В. Гладкова

Компьютерная верстка

Н. В. Широглазова

Подписано в печать 11.12.07.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.

Ризография. Усл. печ. л. 3,72. Уч. - изд. л. 3,4.

Изд. № 49.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:

Издательский центр

учреждения образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0131916 от 30.04.2004 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48, т. 47-71-64.

