

## Раздел 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

*Гидравлическими машинами* называются машины, которые сообщают энергию жидкости (насосы) или получают энергию от жидкости (гидродвигатели) при протекании последней через полости рабочих органов машины. Гидромашины находят широкое распространение в народном хозяйстве. Насосы применяются для подачи жидкостей в различных целях, начиная от водоснабжения населенных пунктов и предприятий, водообеспечения крупных ирригационных систем и судоходных каналов и кончая подачей топлива в двигателях внутреннего сгорания от тракторов до ракет.

Гидродвигатели — это основной элемент при использовании водной энергии. Так, на современных гидроэлектростанциях применяют гидротурбины мощностью до 650 тыс. кВт, являющиеся одной из разновидностей гидродвигателей.

Насосы и гидродвигатели — основные элементы всех видов гидравлического привода, назначение которого состоит в передаче энергии к исполнительному рабочему органу и управлении его движением посредством жидкости. Насос сообщает энергию жидкости, которая поступает по гидролиниям к гидродвигателю и осуществляет привод исполнительного органа.

### Глава 1. НАСОСЫ

④

#### 1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ

*Общие сведения.* Средствами подачи жидкости называют машины и устройства, обеспечивающие повышение удельной энергии каплевой жидкости. Если удельная энергия жидкости содержит три компонента:

$$E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g},$$

где  $z$  — удельная энергия положения;  $p/\rho g$  — удельная энергия давления;  $v^2/2g$  — удельная кинетическая энергия,

то средства подачи жидкости могут быть подразделены в зависимости от того, какую составляющую удельной энергии они несут.

Если механизм изменяет только высотное положение жидкости, т. е. изменяется  $z$ , то такой механизм называют *водоподъемником* (воздушные, ленточные, шнуровые). Они широко применяются для подъема воды из скважин и шахтных колодцев в целях водоснабжения.

Гидромашины, сообщающие удельную энергию жидкости посредством создания давления в рабочей камере, т. е. путем повышения удельной энергии давления —  $p/\rho g$ , или путем придания жидкости значительных скоростей посредством вращающегося рабочего колеса, т. е. путем повышения удельной кинетической энергии —  $v^2/2g$ , называются насосами. Насосы обеспечивают создание потока жидкой среды и могут нагнетать жидкость по напорному трубопроводу.

**Классификация.** Выделяют две основные группы насосов: лопастные и объемные. *Лопастные насосы* создают поток жидкости с помощью вращающегося лопастного рабочего колеса, сообщаящего жидкости кинетическую энергию, трансформируемую в энергию давления. В лопастных насосах области всасывания и нагнетания не имеют разграничения. Повышение удельной энергии жидкости происходит постепенно в процессе ее перемещения из области всасывания в область нагнетания. К лопастным насосам относятся центробежные, осевые и диагональные.

*Объемные насосы* перемещают жидкую среду по принципу механического периодического вытеснения жидкости рабочим телом, создающим в процессе перемещения определенное давление на жидкость.

К ним относят: *поршневые насосы*, в которых вытесняющий жидкость поршень или плунжер, совершает возвратно-поступательное движение, и *роторные* — с вращательным или вращательным и возвратно-поступательным движением рабочего органа.

Выделяют также *насосы трения* с твердым или жидким рабочим телом, в которых жидкая среда перемещается за счет передачи ей энергии под действием силы трения. К этим насосам относятся *вихревые насосы*, в которых рабочий орган — колесо, с лопатками и *струйные насосы*, в которых жидкость перемещается под действием потока жидкости или газа.

**Устройство и принцип действия центробежного насоса.** Принципиальная схема центробежного насоса представлена на рисунке 2.1. Рабочее колесо 3 насоса 4 несет лопасти 2, заключенные между дисками 7. Спиральный корпус 1 переходит в напорный патрубок, на котором монтируется задвижка 5, перекрывающая выход в напорный трубопровод 6. К центральной части

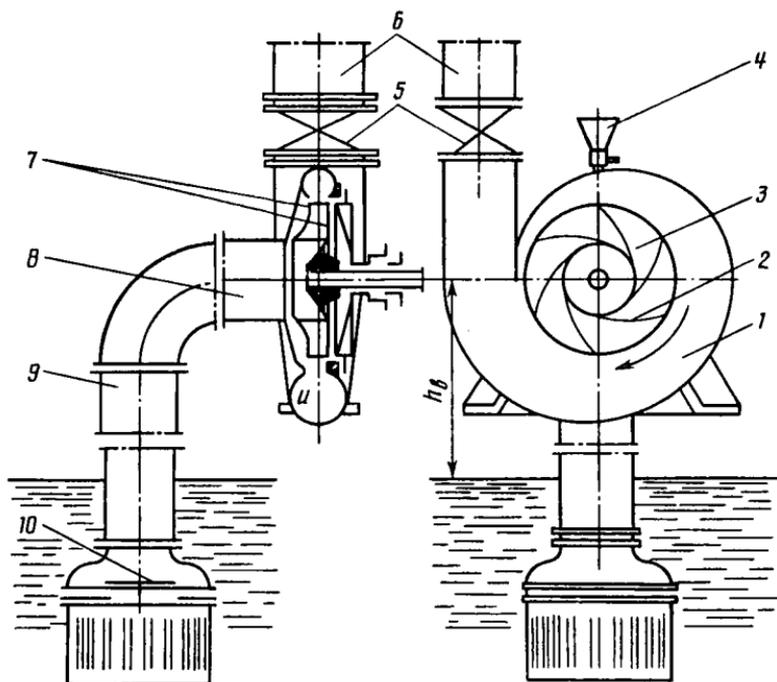


Рис. 2.1. Схема центробежного насоса.

рабочего колеса примыкает (с небольшим зазором) входной (всасывающий) патрубок 8, к которому присоединяется всасывающая труба 9, оканчивающаяся приемной сеткой 10 с обратным клапаном.

Перед пуском полости насоса и всасывающей линии заполняются жидкостью через горловину 4. При вращении рабочего колеса 3 с постоянной частотой жидкость непрерывно движется по каналам колеса, образованным лопастями 2, которые сообщают протекающей жидкости энергию — давление и значительную скорость. По выходе жидкости в спиральный корпус 1 ее скорость постепенно уменьшается в связи с расширением сечения корпуса и достигает нормальных величин при подходе к напорному трубопроводу 6. При уменьшении скорости повышается давление, которое и обеспечивает подачу жидкости.

В процессе работы насоса на входе в рабочее колесо 3 создается вакуум вследствие отвода жидкости. Под действием этого вакуума на рабочее колесо 3 непрерывно поступает жидкость через всасывающую линию и входной патрубок.

Рассмотренная схема представляет собой самый простой центробежный насос консольного типа.

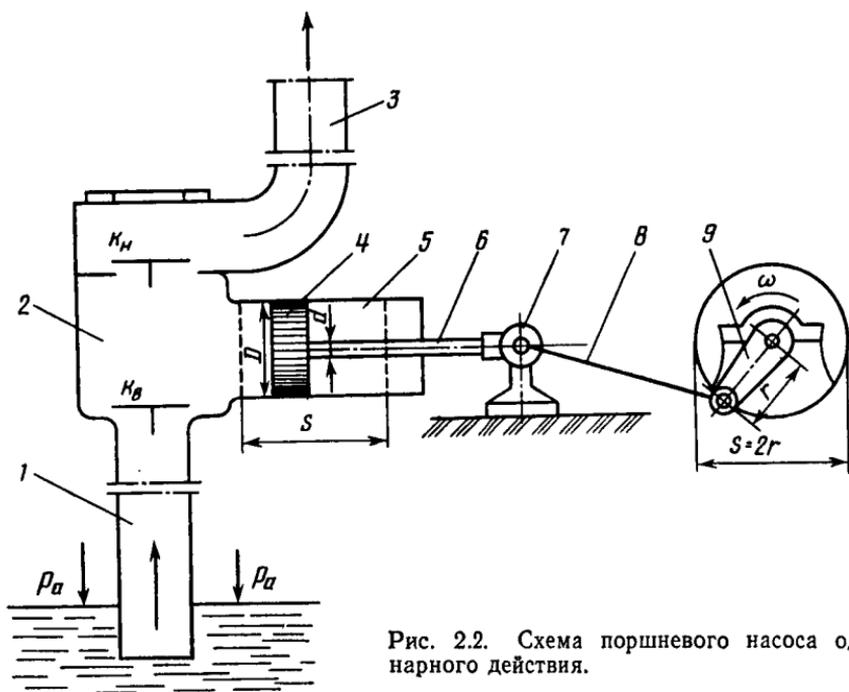


Рис. 2.2. Схема поршневого насоса одностороннего действия.

**Устройство и принцип действия объемного насоса.** Принципиальная схема наиболее простого объемного насоса — поршневого насоса простого (одностороннего) действия — представлена на рисунке 2.2.

Основная деталь этого насоса — поршень 4, перемещающийся в цилиндре 5. Наружная поверхность поршня 4 плотно прилегает к хорошо обработанной внутренней поверхности цилиндра 5.

Возвратно-поступательное движение поршня 4 совершается под воздействием кривошипно-шатунного механизма (7, 8 и 9), воздействующего на шток 6. Рабочая камера 2 сообщается с цилиндром 5, через всасывающий клапан ( $k_v$ ) — с всасывающей линией 1, а через нагнетательный клапан ( $k_n$ ) — с напорной линией 3.

При движении поршня 4 вправо рабочая камера 2 заполняется через всасывающую линию 1 и открывшийся всасывающий клапан. При движении поршня 4 влево жидкости сообщается давление, всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный — открывается, и жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

## 1.2. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

**Основные показатели.** Основные рабочие параметры насоса — напор, подача, мощность и коэффициент полезного действия.

*Напором насоса  $H$*  называется удельная энергия, сообщаемая насосом жидкости. Как известно, под удельной понимается энергия, отнесенная к единице веса жидкости. Размерность удельной энергии линейная. Поэтому напор, как правило, измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости.

*Подачей насоса* называют объем жидкости, подаваемый насосом в единицу времени. Это понятие совпадает с понятием расхода жидкости. Поэтому часто используют термин «расход насоса». Обозначается подача также буквой  $Q$  (размерность  $Q$  м<sup>3</sup>/ч, л/с и т. п.).

*Мощность насоса  $N$*  — это мощность, потребляемая насосом. *Полезной мощностью насоса* называют количество энергии, сообщаемое насосом в единицу времени жидкости, подаваемой в трубопровод:

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H. \quad (2.1)$$

Тогда мощность насоса

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \quad (2.2)$$

где  $\eta$  — КПД насоса.

Потребная мощность двигателя для привода насоса

$$N_{\text{дв}} = K \frac{N}{\eta_{\text{пер}}} = K \frac{\rho g Q H}{\eta_{\text{пер}}}, \quad (2.3)$$

где  $K$  — коэффициент запаса мощности ( $K=1,05\dots 1,3$ );  $\eta_{\text{пер}}$  — КПД передачи.

В случае непосредственного соединения двигателя и насоса  $\eta_{\text{пер}} = 1$ .

КПД насоса

$$\eta = N_{\text{п}}/N. \quad (2.4)$$

**Баланс энергии в насосе.** Основная часть мощности насоса при его работе передается жидкости в виде полезной мощности  $N_{\text{п}}$ , остальная часть мощности  $N - N_{\text{п}}$  теряется (превращается в тепло) в процессе работы.

Обозначим мощность, идущую на преодоление механических сопротивлений,  $N_{\text{мех}}$ . Эта мощность расходуется на трение в подшипниках, сальниках (уплотнениях вала) и на трение наружной поверхности рабочих колес о жидкость.

Мощность, равная  $N - N_{\text{мех}}$ , будет передана жидкости, протекающей через рабочее колесо, и называется *гидравлической*

мощностью  $N_r$ . Она обеспечивает расход, протекающий через рабочее колесо,  $Q_r$  — теоретический расход и сообщает этой жидкости теоретическую удельную энергию  $H_r$  (теоретический напор).

Гидравлическая мощность

$$N_r = \rho g H_r Q_r. \quad (2.5)$$

Механические потери оценивают механическим КПД насоса

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N - N_{\text{мех}}}{N} = \frac{N_r}{N}. \quad (2.6)$$

Часть расхода, протекающего через рабочее колесо, теряется на утечки в неплотностях насоса, которые называют *объемными потерями*  $\Delta Q$ . Тогда  $Q_r = Q + \Delta Q$ .

Объемные потери оценивают объемным КПД насоса

$$\eta_Q = \frac{N_r - N_Q}{N_r} = \frac{N'}{N_r},$$

где  $N'$  — мощность насоса за вычетом мощности, идущей на объемные потери;  $N_Q$  — мощность, затрачиваемая на объемные потери.

$$N_Q = \rho g H_r \Delta Q, \quad \text{а} \quad N' = \rho g H_r Q.$$

Тогда

$$\eta_Q = \frac{\rho g H_r Q}{\rho g H_r Q_r} = \frac{Q}{Q_r}. \quad (2.7)$$

Третий вид потерь мощности насоса — потери на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе. Полезный напор меньше теоретического на величину потерь  $H = H_r - \Delta H$ . Гидравлические потери оцениваются гидравлическим КПД насоса, который равен отношению полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе:

$$\eta_r = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{п}} + N''},$$

где  $N''$  — мощность, теряемая на преодоление гидравлических сопротивлений;  $N'' = \rho g \Delta H Q$ .

Тогда

$$\eta_r = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q (H + \Delta H)} = \frac{H}{H_r}. \quad (2.8)$$

Полный КПД насоса  $\eta = N_{\text{п}}/N$ . Умножив и разделив правую часть этого равенства на величины  $N_r$  и  $N'$ , получим

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N'} \frac{N'}{N_r} \frac{N_r}{N} = \eta_r \eta_Q \eta_{\text{мех}}, \quad (2.9)$$

т. е. КПД насоса равен произведению гидравлического, объемного и механического коэффициентов полезного действия.

### 1.3. УСТРОЙСТВО НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ И ПОТРЕБНЫЙ НАПОР НАСОСА

Устройство насосной установки. Схема насосной установки представлена на рисунке 2.3. Насос 7, приводимый в движение электродвигателем 6, забирает воду из резервуара 1 через приемную сетку 13 и всасывающую линию 12 и подает ее по напорному трубопроводу 3 в резервуар 2. На всасывающей ли-

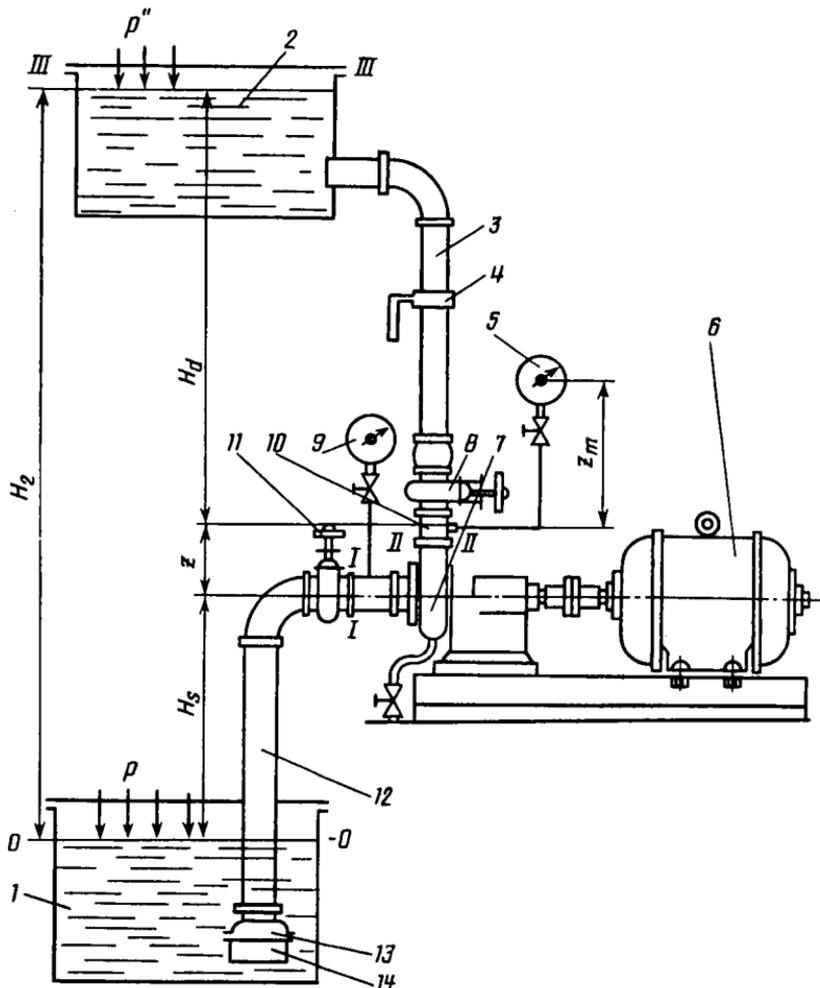


Рис. 2.3. Схема насосной установки.

нии 12 установлены задвижка 11, вакуумметр 9 и обратный клапан 14, а на напорной линии — манометр 5 и задвижка 8. Иногда на нагнетательной линии устанавливаются также обратный клапан 10 и расходомер 4.

Высота  $H_s$  от уровня жидкости в резервуаре 1 до центра сечения I—I (до оси насоса) называется *высотой всасывания* насоса; высота  $H_r$  от уровня 0—0 до III—III в верхнем резервуаре — *геометрическим напором насосной установки*. Высота  $H_d$  от сечения II—II (от выхода из напорного патрубка) до уровня III—III называется *высотой нагнетания насоса*.

Для забора воды из резервуара 1 и подачи ее в резервуар 2 насос должен сообщить жидкости энергию, достаточную для преодоления разности давлений  $p'' - p'$  в резервуарах, подъема жидкости на высоту  $H_r$  и преодоления гидравлических потерь в напорном и всасывающем трубопроводах  $\Sigma h_w$ .

Потребный напор насоса, т. е. энергия, необходимая для подачи единицы веса жидкости данной установкой, выразится:

$$H_{\text{потр}} = H_r + \frac{p'' - p'}{\rho g} + \Sigma h_w = H_{\text{ст}} + \Sigma h_w, \quad (2.10)$$

где  $H_{\text{ст}} = H_r + \frac{p'' - p'}{\rho g}$  — статический напор установки.

Какой напор развивает насос при работе на данной установке, можно определить по показаниям приборов (манометра, вакуумметра).

По определению, напор насоса — это удельная энергия, передаваемая насосом жидкости, т. е.

$$H = E_2 - E_1, \quad (2.11)$$

где  $E_1$  и  $E_2$  — соответственно полные удельные энергии жидкости в сечениях I—I и II—II (на входе в насос и на выходе из насоса).

Запишем значения удельных энергий  $E_1$  и  $E_2$  относительно плоскости сравнения 0—0, выделенной на поверхности жидкости в нижнем резервуаре. Соответственно имеем:

$$E_1 = H_s + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g};$$

$$E_2 = H_s + z + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g},$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — давление соответственно в сечениях I—I и II—II;  $v_1$  и  $v_2$  — скорость в указанных сечениях;  $z$  — превышение центра сечения I—I над центром сечения II—II;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты скорости соответственно в сечениях I—I и II—II;  $H_s$  — геометрическая высота всасывания,

Из полученных выражений, принимая  $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$ , имеем

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + z - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (2.12)$$

Полагая, что в сечении  $I - I$  имеет место вакуум, найдем значение давления:

$$p_1 = p_{\text{ат}} - p_{\text{в}},$$

где  $p_{\text{в}}$  — показания вакуумметра;  $p_{\text{ат}}$  — атмосферное давление.

Давление  $p_2$  выразим через показания манометра:

$$p_2 = p_{\text{м}} + p_{\text{ат}} + \rho g z_{\text{м}},$$

где член  $\rho g z_{\text{м}}$  учитывает в показаниях высоту установки манометра.

Подставляя полученные выражения абсолютных давлений в зависимость (2.12), определим напор:

$$H = \frac{p_{\text{м}} + p_{\text{в}}}{\rho g} + z + z_{\text{м}} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (2.13)$$

Формула 2.13 — формула напора, развиваемого насосом на данной установке. Очень часто скорость  $v_1 \approx v_2$ , а величина  $z + z_{\text{м}}$  мала, тогда формула (2.13) переписется в виде

$$H = \frac{p_{\text{м}} + p_{\text{в}}}{\rho g}. \quad (2.14)$$

#### 1.4. ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Рассмотрим вывод основного уравнения лопастных насосов на примере центробежного насоса. На рисунке 2.4 (вверху), показана схема движения жидкости и скорости частицы в рабочем колесе центробежного насоса.

При вращении рабочего колеса частица жидкости участвует в двух движениях: переносном — вращается вместе с рабочим колесом и относительно — движется вдоль лопаток относительно рабочего колеса. Абсолютное движение частицы, представляющее сумму указанных движений, совершается по траектории, обозначенной пунктирной линией.

Рассматривая движение жидкости внутри рабочего колеса, сделаем допущение, что число лопастей бесконечно велико, а толщина их бесконечно мала. Тогда можно считать, что весь поток внутри рабочего колеса состоит из одинаковых элементарных струек, все линии потока конгруэнтны, а движение струек установившееся. Относительная скорость в таком потоке направлена по касательной к поверхности лопатки в рассматриваемой точке и величина ее определяется условием неразрывности пото-

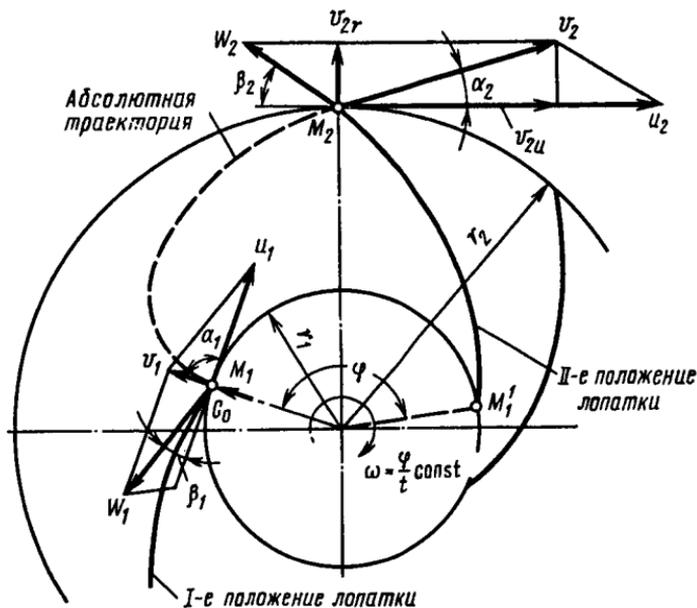
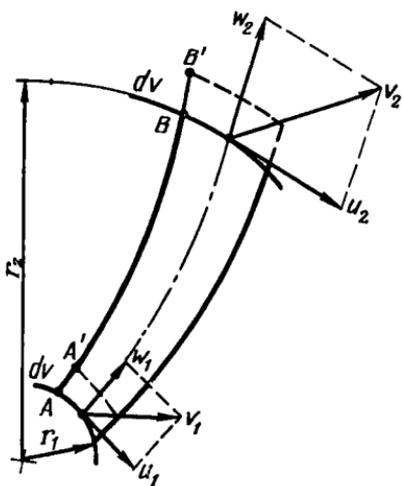


Рис. 2.4. Схема движения жидкости внутри рабочего колеса центробежного насоса:

вверху — для потока; внизу — для элементарной струйки.



ка, движущегося внутри канала рабочего колеса.

При входе на лопатку рабочего колеса частица  $M$  жидкости обладает абсолютной скоростью  $\vec{v}_1$ , вектор которой складывается из двух составляющих: вектора окружной скорости  $\vec{u}_1$  (переносной) и вектора относительной скорости  $\vec{w}_1$ . Окружная скорость направ-

круже  $\delta$  предусмотрены откидные упоры.

диусом  $r_1$ , а вектор относительной скорости направлен по касательной к лопатке рабочего колеса. Векторы скоростей  $\vec{v}_1$ ,  $\vec{u}_1$  и  $\vec{w}_1$  образуют входной треугольник скоростей с углами  $\alpha_1$  и  $\beta_1$  ( $\alpha_1$  — угол наклона вектора  $\vec{v}_1$  к вектору  $\vec{u}_1$ , а  $\beta_1$  — угол наклона вектора  $\vec{w}_1$  к продолжению вектора  $\vec{u}_1$ ).

На выходе жидкости из рабочего колеса также имеет место относительная скорость  $w_2$ , направленная вдоль выходного элемента лопатки, и окружная скорость  $u_2$ . Сумма их дает абсолютную скорость  $v_2$ . Векторы этих скоростей образуют выходной треугольник с углами соответственно  $\alpha_2$  и  $\beta_2$ .

Предположим, следуя Эйлеру, что число лопастей бесконечно велико, а толщина их бесконечно мала, т. е. траектории всех струй одинаковы. Тогда за некоторый промежуток времени частица пройдет расстояние от  $r_1$  до  $r_2$  и ее скорость изменится от  $v_1$  до  $v_2$ , т. е. изменится количество движения частицы, что возможно лишь при воздействии на нее силы, в данном случае со стороны лопатки. Поскольку скорость меняется и по величине и по направлению, то меняется не только количество движения частицы, но и момент ее количества движения относительно оси под действием момента, передаваемого лопатками.

Для определения указанного момента применим к элементарной струйке жидкости теорему об изменении момента количества движения, которая гласит, что изменение момента количества движения системы частиц за некоторый промежуток времени равняется импульсу момента сил, действующих на систему за это время.

Представим, что элементарная струйка (рис. 2.4, внизу) за время  $dt$  переместится из положения  $A-B$  в положение  $A'-B'$ . Тогда изменение момента количества движения  $\Delta M_{КД}$  можно выразить как разность моментов количества движения струйки в положении  $A'-B'$  и положении  $A-B$ :

$$\Delta M_{КД} = M_{КД}(A'-B') - M_{КД}(A-B),$$

или

$$\Delta M_{КД} = M_{КД}(A'-B) + M_{КД}(B-B') - M_{КД}(A-A') - M_{КД}(A'-B),$$

тогда

$$\Delta M_{КД} = M_{КД}(B-B') - M_{КД}(A-A').$$

Но объемы отсеков  $B-B'$  и  $A-A'$  одинаковы, равны  $dV$  и представляют соответственно втекающий в струйку и вытекающий из струйки объемы за время  $dt$ , т. е.  $dV = dQdt$ .

Изменение момента количества движения струйки должно равняться импульсу момента, передаваемого лопастями струйке, т. е.  $dMdt$ . Перепишем это выражение с учетом, что абсолютные скорости  $v_1$  и  $v_2$  составляют с радиусами векторами соответственно углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ :

$$dMdt = \rho dQdt v_2 r_2 \cos \alpha_2 - \rho dQdt v_1 r_1 \cos \alpha_1,$$

отсюда

$$dM = \rho dQ (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1).$$

Интегрируя по всем элементарным струйкам рабочего колеса, получим

$$M_{T\infty} = \rho Q_T (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1), \quad (2.15)$$

где  $M_{T\infty}$  — момент, с которым рабочее колесо воздействует на жидкость при бесконечном числе лопаток и без учета потерь.

Теоретически мощность, передаваемая жидкости при частоте вращения колеса  $\omega$ , выразится:

$$N_{T\infty} = M_{T\infty} \omega = \rho Q_T \omega (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1).$$

Так как  $\omega r_1 = u_1$ , а  $\omega r_2 = u_2$ , то получим

$$N_{T\infty} = \rho Q_T (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1). \quad (2.16)$$

Учитывая, что  $v_2 \cos \alpha_2 = v_{2и}$ , а  $v_1 \cos \alpha_1 = v_{1и}$ , можно записать:

$$N_{T\infty} = \rho Q_T (u_2 v_{2и} - u_1 v_{1и}), \quad (2.17)$$

где  $v_{1и}$  и  $v_{2и}$  — окружные составляющие абсолютной скорости потока на входе в канал и на выходе из него.

С другой стороны, теоретическая мощность насоса может быть представлена зависимостью

$$N_{T\infty} = \rho g H_{T\infty} Q_T. \quad (2.18)$$

Приравнивая правые части выражений (2.17) и (2.18), получим

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{2и} - u_1 v_{1и}}{g}. \quad (2.19)$$

Это формула теоретического напора насоса при бесконечном числе лопастей. Она впервые была получена Л. Эйлером и носит название *уравнения Эйлера*.

Уравнение (2.19) может быть представлено в другом виде. Из плана скоростей на входе и выходе (рис. 2.4, а) имеем

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1 v_{1и};$$

$$w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2u_2 v_{2и}.$$

Подставляя эти зависимости в уравнение (2.19), получаем выражение для теоретического напора насоса:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (2.20)$$

Равенство (2.20) показывает, что теоретический напор насоса создается в результате работы центробежных сил, т. е. пе-

реносное движение обеспечивает увеличение статического напора в жидкости на величину

$$H_{\text{ст.л}} \approx \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (2.21)$$

За счет преобразования кинетической энергии относительного движения, создающего статический напор,

$$H_{\text{ст.о}} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (2.22)$$

и за счет прироста кинетической энергии абсолютного движения

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (2.23)$$

Как видим, при прохождении потока через рабочее колесо его удельная потенциальная энергия возрастает на величину  $H_{\text{ст}} = H_{\text{ст.л}} + H_{\text{ст.о}}$ , т. е. при прохождении через рабочее колесо давление в жидкости увеличивается на величину

$$p = \rho g H_{\text{ст}}, \quad (2.24)$$

а удельная кинетическая энергия возрастает на величину  $H_{\text{дин}}$ .

Формула для напора насоса  $H_{\text{т}\infty}$  (2.19) получена в предположении бесконечного числа лопаток в рабочем колесе.

При расчетах по формулам (2.19) и (2.20) для определения теоретического напора вводят поправочный коэффициент  $K$ , учитывающий снижение напора при конечном числе лопаток:

$$H_{\text{т}} = K H_{\text{т}\infty}. \quad (2.25)$$

Учет гидравлических потерь в насосе ведется путем введения в формулу гидравлического КПД насоса. При этом  $H = \eta_{\text{г}} H_{\text{т}}$ . Тогда зависимость (2.19) переписывается в виде

$$H = \frac{\eta_{\text{г}} K}{g} (u_2 v_{2\text{н}} - u_1 v_{1\text{н}}). \quad (2.26)$$

В большинстве случаев в современных насосах жидкость к рабочему колесу подводится без предварительного закручивания. В этом случае тангенциальная составляющая абсолютной скорости в формуле (2.19) обращается в нуль, т. е.  $\alpha_1 = 90^\circ$ , и формула для напора принимает вид

$$H_{\text{т}\infty} = \frac{u_2 v_{2\text{н}}}{g}. \quad (2.27)$$

Это уравнение лопастных гидромашин общее для центробежных и осевых насосов и гидротурбин.

Из рисунка 2.4, а легко видеть, что  $v_{2и} = u_2 - \omega_2 \cos \beta_2$ , тогда зависимость (2.26) с учетом  $\alpha_1 = 90^\circ$  принимает следующий вид:

$$H = \frac{\eta_r K}{g} u_2^2 \left( 1 - \frac{\omega_2}{u_2} \cos \beta_2 \right). \quad (2.28)$$

Из зависимости (2.28) следует, что напор насоса с увеличением угла  $\beta_2$  увеличивается. Это делает, на первый взгляд, выгодным применение лопаток, изогнутых по ходу вращения рабочего колеса вперед ( $\beta_2 > 90^\circ$ ). Тем не менее рабочие колеса центробежных насосов выполняются, как правило, с лопатками, изогнутыми по ходу назад. Применяется значение  $\beta_2 = 15^\circ \dots 40^\circ$ .

Объясняется это тем, что, как показывают исследования, при  $\beta_2 > 90^\circ$  резко возрастает гидравлические потери в насосе, ухудшается устойчивость его в работе и при изменении подачи насоса резко меняется потребляемая мощность, что снижает возможность регулирования подачи.

#### 1.5. КАВИТАЦИЯ НАСОСОВ. ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ

**Кавитация.** При работе насоса частицы жидкости движутся под действием центробежной силы в направлении от входа в рабочее колесо к его периферии, вследствие чего у входа в рабочее колесо создается зона пониженного давления. Таким образом во всасывающей линии, соединяющей входную полость насоса с водосточником, возникает разность давлений, под действием которой вода из водосточника поступает к насосу. Величина разности давлений определяется геодезической высотой всасывания  $H_s$  (рис. 2.3) и гидравлическими потерями во всасывающей линии  $h_{ws}$ . При этом под геодезической высотой всасывания понимают разность отметок оси рабочего колеса и свободного уровня жидкости в водосточнике.

При постоянстве давления на поверхности в водосточнике для подачи воды к насосу вакуум перед рабочим колесом должен быть тем больше, чем больше геодезическая высота всасывания и величина гидравлических потерь. Однако увеличение вакуума не должно превышать определенной величины, что ограничивает допустимую высоту всасывания.

Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы минимальное абсолютное давление  $p_{\min}$ , возникающее в потоке в области входа в колесо, было больше давления  $p_{п.ж}$  насыщенного пара перекачиваемой жидкости.

В противном случае жидкость в местах возникновения минимума давления вскипит и работа насоса нарушится. При вскипании жидкости в местах с минимумом давления образуются полости, заполненные паром и частично выделившимися из раст-

вора газами. Возникшие пузырьки пара уносятся в область с повышенным давлением, где происходит конденсация паров в жидкости. Вследствие инерционности теплообмена процессы вскипания и конденсации, связанные соответственно с затратой и выделением тепла, происходят с некоторым запаздыванием. Конденсация паров жидкости поэтому проходит в условиях относительного переохлаждения, в связи с чем этот процесс совершается с большой скоростью. Частицы жидкости при конденсации паров движутся к центру пузырька со значительными скоростями. В момент завершения конденсации частицы жидкости внезапно останавливаются и происходит местный гидравлический удар.

Повышение давления при этом, вследствие малой величины деформации жидкости, достигает больших значений.

Как показали замеры посредством пьезокристаллов, давления в области смыкающихся каверн достигают несколько сот атмосфер.

Кроме огромного давления, которое развивается при сжатии пузырька, в нем значительно повышается температура. В опытах, в которых эта температура замерялась по вспышкам несмачиваемых взрывчатых порошков, температура оказалась равной  $+230^{\circ}\text{C}$ .

При сжатии пузырька наблюдаются также электрические явления.

Рассмотренный комплекс физико-механических процессов определяет в общем виде картину явления, связанную с вскипанием жидкости в проточной части гидромашин и образованием каверн или полостей, что и определило название данного явления — *кавитация* (*cavitatis* — полость).

Однако перечисленные процессы, сопровождающие явление кавитации, нельзя считать исчерпывающими. В кавитационном процессе разрушения материала, безусловно, участвуют также химические процессы, активно протекающие на поверхности металлических тел в зоне кавитации.

Возникновение кавитации в гидромашинах сопровождается прежде всего резким падением КПД, что объясняется нарушением сплошности потока и неравномерностью действий его на лопасти. Наряду с падением КПД снижаются напор и производительность насоса. При дальнейшем развитии кавитации наступает интенсивное разрушение деталей насоса. В связи с этим длительная работа насоса на кавитационном режиме недопустима.

В целях предотвращения возникновения кавитации удельная энергия потока при входе в насос должна быть достаточной для создания необходимой скорости потока при входе на лопасти ко-

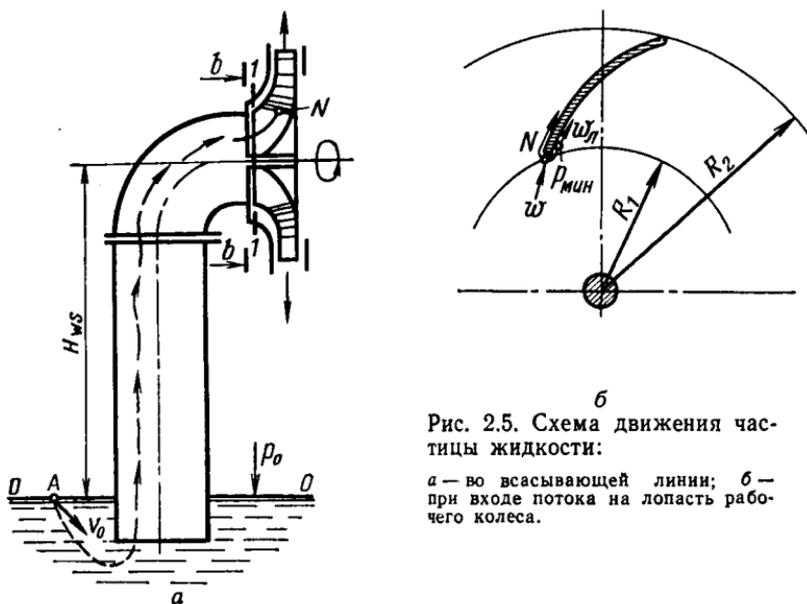


Рис. 2.5. Схема движения частицы жидкости:  
 а — во всасывающей линии; б — при входе потока на лопасть рабочего колеса.

леса и преодоления сопротивлений, при этом давление не должно падать до величины, ведущей к вскипанию жидкости.

Для установления зависимости, определяющей величину необходимой избыточной энергии перед входом в насос, рассмотрим поток в области всасывания. Составим уравнение Бернулли для свободной поверхности водосточника (сечение 0—0) (рис. 2.5, а) и сечения б—б на входе во всасывающий патрубок насоса:

$$\frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_b}{\rho g} + H_s + \frac{v_b^2}{2g} + h_{ws}, \quad (2.29)$$

где  $p_0$  — давление на поверхности водосточника;  $p_b$  — давление в сечении б—б на оси насоса;  $H_s$  — геодезическое превышение оси насоса над поверхностью в водосточнике;  $v_b$  — скорость жидкости во входном патрубке;  $h_{ws}$  — гидравлические потери во всасывающей линии от поверхности водосточника до входа в насос.

Величина

$$H_s + h_{ws} = H'_s \quad (2.30)$$

называется *приведенной высотой всасывания*.

Полный напор жидкости во входном патрубке определится следующим образом:

$$\frac{p_b}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} - H'_s. \quad (2.31)$$

Превышение этого напора над давлением парообразования жидкости (давлением насыщенного пара) и должно обеспечить предупреждение возникновения кавитации. Это превышение  $\Delta h$  называется *кавитационным запасом* и определяется зависимостью

$$\Delta h = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g} - \frac{p_{п.ж}}{\rho g} = \frac{p_b - p_{п.ж}}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g}, \quad (2.32)$$

где  $p_{п.ж}$  — давление насыщенного пара жидкости.

С другой стороны,

$$\Delta h = \frac{p_0 - p_{п.ж}}{\rho g} - H'_s. \quad (2.33)$$

Очевидно, кавитационный запас расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений при движении потока от входного сечения в насос ( $b-b$ ) до точки  $N$  на лопасти рабочего колеса, где давление минимально, и на увеличение скорости потока при входе на лопасть, которое происходит вследствие стеснения потока лопастями. Если кавитационный запас будет равен сумме гидравлических потерь и напора, идущего на увеличение скорости, то в точке  $N$  давление упадет до давления парообразования и наступит кавитация. Такой кавитационный запас называется *критическим*.

Область минимального давления, в котором возникает кавитация, расположена на тыльной стороне лопатки, вблизи входной кромки (точка  $N$ ) (рис. 2.5, б).

Для определения значения кавитационного запаса необходимо связать параметры, характеризующие движение в точке  $N$  и во входном сечении насоса. Картина движения потока между этими сечениями исключительно сложна.

В области всасывающего канала абсолютное движение установившееся, но для системы координат, связанной с вращающимся лопастным колесом, это движение в общем случае будет неустановившимся. В области лопастного колеса, наоборот, относительное движение — установившееся, а абсолютное — неустановившееся. Выбираем сечение  $1-1$  у входа в лопастное колесо (рис. 2.5, а), где обеспечивается условие осесимметричности потока. Поэтому для этого сечения поток будет установившимся как в абсолютной, так и в относительной системах отсчета. Воспользуемся этим сечением для перехода из области всасывающей линии с установившимся абсолютным движением в область лопастного колеса с установившимся относительным движением.

Рассмотрим прежде струйку между сечением  $1-1$  перед входом на лопасти и точкой  $N$  после входа на лопасть, где давление

минимальное. Для этих сечений относительные движения установившиеся.

Если предположить равенство окружных скоростей  $u_1 = u_N$  вследствие близости рассматриваемых точек и равенство их высотных положений, то для сечений струйки перед входом на лопасть и после входа справедливо уравнение для относительного движения

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_{\text{min}}}{\rho g} + \frac{w_N^2}{2g} + h_{w,1-N}, \quad (2.34)$$

где  $p_1$  и  $w_1$  — давление и относительная скорость в рабочем колесе перед входом на лопасть;  $h_{w,1-N}$  — потери напора при входе на лопасть рабочего колеса.

А теперь составим уравнение Бернулли для сечения  $(\theta-\theta)$  на входе в насос и сечения  $I-I$ , для которых установившиеся абсолютные движения

$$\frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{w,1}, \quad (2.35)$$

где  $h_{w,1}$  — потери напора во входном патрубке.

Пренебрегая потерями напора  $h_{w,1}$  и  $h_{w,1-N}$  (2.34), получаем выражение для  $p_{\text{min}}$ :

$$\frac{p_{\text{min}}}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_N^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{w_1^2}{2g} \left( \frac{w_N^2}{w_1^2} - 1 \right). \quad (2.36)$$

Выражение  $\frac{w_N^2}{w_1^2} - 1 = \lambda$  называют числом кавитации. С уче-

том этого

$$\frac{p_{\text{min}}}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} - \lambda \frac{w_1^2}{2g}. \quad (2.37)$$

Согласно данным исследований, для расчетных режимов работы насосов  $\lambda = 0,3 \dots 0,4$ .

Из уравнений (2.35) и (2.37) имеем

$$\frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} - \frac{p_{\text{min}}}{\rho g} = \frac{v_1^2}{2g} + \lambda \frac{w_1^2}{2g}. \quad (2.38)$$

В случае кавитационного режима, когда  $p_{\text{min}} = p_{\text{п.ж}}$ , т. е.  $p_n$  падает до критического значения  $p_{\text{в.кр}}$ , с учетом (2.31) получим

$$\Delta h_{\text{кр}} = \frac{v_1^2}{2g} + \lambda \frac{w_1^2}{2g}, \quad (2.39)$$

где  $\Delta h_{\text{кр}}$  — критический кавитационный запас.

Из выражения (2.38) следует, что минимальное давление определяется напором при входе в насос и абсолютной и относительной скоростями на входе на лопасти рабочего колеса. Чем больше эти скорости, тем ниже падает давление на лопасти.

При расчетах принимают значения  $v_1$  и  $\omega_1$  в средней части входной кромки лопасти, так как эти величины, а следовательно, и минимальное давление зависят от положения струйки на входе потока на колесо.

Из уравнения (2.39) следует, что критический кавитационный запас зависит только от скорости движения жидкости на входе на лопатки рабочего колеса, т. е. от конструкции насоса и режима его работы. Для значений критического числа кавитации  $\lambda_{кр}$  в специальной литературе даются эмпирические формулы и опытные таблицы.

**Допустимая высота всасывания.** Использование кавитационного запаса позволяет определить предельную (критическую) и допустимую высоту всасывания насоса. Для этого свяжем выражение (2.38) с выражением (2.31), откуда получим

$$\frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{\min}}{\rho g} - H'_S = \frac{v_1^2}{2g} + \lambda \frac{w_1^2}{2g}.$$

Если  $p_{\min} = p_{п.ж}$ , то при этом значение  $H'_S = H'_{S, пред}$ , т. е. будет иметь место предельная приведенная высота всасывания, при которой наступает кавитационный режим:

$$H'_{S, пред} = \frac{p_0 - p_{п.ж}}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} - \lambda \frac{w_1^2}{2g}.$$

Учитывая, что  $p_0 - p_{п.ж} = p_{\text{вак.пред}}$ , получим

$$H'_{S, пред} = H_{\text{вак.пред}} - \frac{v_1^2}{2g} - \lambda \frac{w_1^2}{2g}. \quad (2.40)$$

Или, учитывая (2.39),

$$H'_{S, пред} = H_{\text{вак.пред}} - \Delta h_{кр}. \quad (2.41)$$

Предельная геодезическая высота всасывания

$$H_{S, пред} = H_{\text{вак.пред}} - \Delta h_{кр} - h_{WS}. \quad (2.42)$$

Для определения критического кавитационного запаса  $\Delta h_{кр}$  проводят кавитационные испытания, в результате которых для каждого режима работы насоса получают частную кавитационную характеристику, представляющую собой зависимость напора от кавитационного запаса (рис. 2.6) при постоянной частоте вращения и постоянной подаче. При проведении испытаний для каждого режима ( $Q = \text{const}$ ) измеряют давление во всасывающем

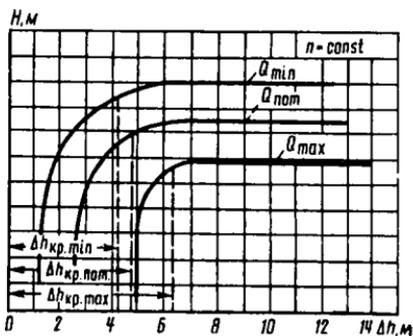


Рис. 2.6. Частная кавитационная характеристика насоса.

и нагнетательном патрубках, при этом давление на входе понижают вакуум-насосом, а расход регулируют задвижкой. Далее определяют напор насоса и рассчитывают по формуле (2.32) значения кавитационного запаса  $\Delta h$  и строят характеристику.

За критический кавитационный запас принимают величину запаса, соответствующую снижению напора на частной кавитационной характеристике на 2% от напора насоса.

Чтобы не допустить работы насоса в режиме кавитации, определяют значение допустимого кавитационного запаса

$$\Delta h_{\text{доп}} = A \Delta h_{\text{кр}}, \quad (2.43)$$

где  $A$  — коэффициент кавитационного запаса.

Тогда допустимая высота всасывания

$$H_{S,\text{доп}} = H_{\text{вак.пред}} - \Delta h_{\text{доп}} - h_{\text{вс}}, \quad (2.44)$$

или

$$H_{S,\text{доп}} = H_6 - H_{\text{п.ж}} - \Delta h_{\text{доп}} - h_{\text{вс}},$$

где  $H_6 = \frac{p_6}{\rho g}$ ;  $p_6$  — барометрическое давление;  $H_{\text{п.ж}} = \frac{p_{\text{п.ж}}}{\rho g}$ ;  $p_{\text{п.ж}}$  — давление насыщенного пара жидкости.

## 1.6. ТЕОРИЯ ПОДОБИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

**Общие сведения.** При проектировании и экспериментальных исследованиях лопастных насосов широко используются методы теории подобия. Теория подобия дает возможность по выбранному модельному насосу рассчитать все размеры нового натурного насоса, геометрически подобного исходному, с заданными рабочими параметрами, а также рассчитать по рабочим характеристикам модельного насоса рабочие характеристики проектируемого насоса. Теория подобия позволяет вести экспериментальные исследования разрабатываемых новых насосов на уменьшенных моделях с последующим пересчетом результатов модельных испытаний на мощный натурный насос. Используя теорию подобия насосов, можно рассчитать новые характеристики насоса при его работе с различной частотой вращения.

**Условия подобия насосов.** Для вывода закономерностей, определяющих подобие лопастных насосов, воспользуемся положениями общей теории подобия гидромеханических процессов, рассмотренными в разделе «Гидравлика».

В этих целях необходимо проанализировать с позиций теории подобия гидромеханический процесс движения жидкости в проточных полостях насоса.

Проточная часть лопастного насоса состоит из трех основных элементов: подвода потока к лопастному колесу, лопастного колеса и отвода потока от него. Такое деление вытекает из устройства машины. Однако поток в лопастной машине представляет собой единое целое. Его структура определяется формой и размерами каждого элемента в отдельности и сочетанием их и, в особенности, скоростью вращения колеса относительно элементов корпуса машины.

При работе насоса стенки каналов его корпуса неподвижны, и скорости потока относительно этих стенок — скорости абсолютного движения. Лопастное колесо вращается и стенки его движутся. Поэтому движение потока относительно стенок рабочего колеса — относительное движение. Абсолютное движение складывается из указанного относительного и переносного, определяемого скоростью вращения колеса.

При вращении колеса, через одну и ту же точку в неподвижном пространстве, связанном с корпусом насоса, проходят различные точки окружности колеса. Давление и скорость в этой неподвижной точке будут циклически изменяться. Поэтому абсолютное движение потока в лопастном колесе — неустановившееся. Однако если систему отсчета связать с лопастным колесом и рассматривать относительное движение, то его можно считать установившимся. И абсолютное движение в подводящей полости насоса также можно считать установившимся, так как на некотором расстоянии до и после лопастного колеса циклические возмущения давления и скорости, вызванные отдельными лопастями, выравниваются, и движение может стать симметричным относительно оси вращения. Заметим при этом, что форма проточной части насоса, которая обеспечивает установившееся относительное движение в колесе при расчетном режиме, уже не отвечает этим требованиям при других режимах.

Гидромеханическое подобие этих процессов будет иметь место в случае протекания их в геометрически подобных системах (т. е. насосы должны быть геометрически подобными) и при тождественности критериев подобия гомохронности, Фруда, Рейнольдса, Эйлера и критериев степени турбулентности.

Должны также быть одинаковыми критерии гомохронности, определяющие частоту турбулентных пульсаций.

Точно выполнить все указанные условия подобия при моделировании насосов не представляется возможным. Проанализируем, какие условия можно исключить без большой погрешности и какие критерии следует принять за определяющие.

При моделировании насосов удастся обеспечить геометрическое подобие основных элементов. Однако величина относительной шероховатости по технологическим причинам может меняться в значительных пределах. Это, как правило, приводит к некоторым различиям коэффициента сопротивления и КПД модели и натуры. Изучение влияния указанного «масштабного эффекта» служит предметом специальных исследований и в данном случае не будет учитываться.

Известно, что при работе модели и натуры в автомодельной зоне величина коэффициента сопротивления практически не зависит от числа Рейнольдса. Поэтому можно полагать, что при моделировании машин по Рейнольдсу достаточно обеспечить условие работы модели и натуры в автомодельной зоне, т. е. при числе Рейнольдса  $Re > 10^5$ . Изложенное показывает, что критерий Рейнольдса не налагает никаких условий на константы подобия для лопастных насосов.

Критерий Фруда определяет подобие процессов, протекающих под действием объемных сил, в данном случае — силы гравитации. Однако силы гравитации не играют определяющей роли в формировании потока в проточных полостях насоса. В связи с этим критерий Фруда можно исключить из рассмотрения при изучении условий подобия лопастных насосов.

Установление условия тождественности критериев степени турбулентности и частоты турбулентных пульсаций, т. е. условий подобия для турбулентности, представляет большие трудности, в особенности в насосах с их сложной конфигурацией проточной полости.

Однако экспериментально установлено, что влияние степени турбулентности ослабевает с увеличением числа Рейнольдса. В автомодельной зоне влияние степени турбулентности падает.

В целях упрощения задачи о подобии лопастных насосов можно исключить из рассмотрения как критерий степени турбулентности потока, так и критерий гомохронности, определяющий частоту турбулентных пульсаций.

При рассмотрении характера потока в проточной полости лопастных насосов установлено, что этот поток в системе отсчета, связанной с корпусом насоса, носит неустановившийся характер.

Условием подобия неустановившихся процессов, определяющим характер протекания их во времени, является критерий гомохронности. Поэтому он должен входить в число определяющих при рассмотрении подобия лопастных насосов.

Критерий Эйлера служит условием подобия при моделировании перепада давления в потоках, когда этот перепад определяется или упругими свойствами жидкости, или гидравлическими сопротивлениями при движении потока несжимаемой жидкости. Очевидно, что критерий Эйлера должен быть определяющим и для других явлений, характеризуемых наличием перепада давлений в жидкости. Изучение кавитационного явления показало, что его возникновение полностью определяется величиной избыточного давления в потоке над давлением парообразования при подходе потока к рабочему колесу насоса.

Следовательно, условием подобия для параметров, определяющих начало кавитации, должен быть критерий Эйлера, где под перепадом давления понимается величина избыточной энергии потока над давлением парообразования при подходе потока к колесу.

На основании проведенного анализа условий и критериев механического подобия турбулентных потоков применительно к насосам приходим к выводу, что с точностью до влияния «масштабного эффекта» подобными можно полагать насосы, у которых имеет место геометрическое подобие их проточных полостей, обеспечивается условие работы натуре и модели в автомоделльной зоне и обеспечивается одинаковость критериев гомохронности и Эйлера.

**Критерий подобия лопастных насосов.** При наличии геометрического подобия модельного и натурального насоса и при выполнении условия их работы в автомоделльной зоне, для подобия режимов их работы необходимо обеспечить одинаковость критериев гомохронности.

$$H_0 = vt/l = \text{idem},$$

где  $H_0$  — критерий гомохронности;  $v$ ,  $t$  и  $l$  — соответственно характерные скорость, время и линейный размер.

Выразим это условие подобия гидромашин через параметры, характеризующие работу насоса.

Примем за характерную скорость потока окружную составляющую скорости на выходе из рабочего колеса  $u_2$ . За характерный линейный размер примем наружный диаметр рабочего колеса  $D_2$ . За характерное время в критерии гомохронности для насосов можно принять время (период) одного оборота колеса

$$T = 60/n, \quad (2.45)$$

где  $n$  — частота вращения рабочего колеса, мин<sup>-1</sup>.

Тогда критерий гомохронности запишется

$$H_0 = \frac{u_2}{nD_2} = \text{idem}, \quad (2.46)$$

а индикатор подобия насосов будет иметь вид

$$\frac{\lambda_u}{\lambda_n \lambda_D} = 1, \quad (2.46')$$

где  $\lambda_u$ ,  $\lambda_n$ ,  $\lambda_D$  — константы подобия (масштабы соотношений) соответственно скорости, числа оборотов и линейных размеров.

Константы подобия представляют собой масштаб моделирования соответствующих характеристик потока, т. е. соотношения их значений на модели и на натуре.

Согласно основному уравнению лопастных насосов (2.27) имеем выражение для теоретического напора природы и модели:

$$H_{т,Н} = \frac{u_{2Н} v_{2у,Н}}{2g_H};$$

$$H_{т,М} = \frac{u_{2М} v_{2у,М}}{2g_M},$$

где индексы  $H$  и  $M$  соответственно характеризуют параметры природы и модели;  $v_{2у}$  — окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса.

Отношение напоров определится

$$\frac{g_H H_{т,Н}}{g_M H_{т,М}} = \frac{u_{2,Н} v_{2у,Н}}{u_{2,М} v_{2у,М}}. \quad (2.47)$$

При условии подобия гидромеханических процессов соотношение одноименных скоростей в сходственных точках должно иметь один и тот же масштаб моделирования, т. е.

$$\lambda_u = \lambda_v.$$

Тогда зависимость (2.47') перепишется в виде

$$\lambda_g \lambda_H = \lambda_u^2. \quad (2.47')$$

Расход, подаваемый рабочим колесом насоса, может быть выражен уравнением

$$Q = v_{2r} b_2 \pi D_2, \quad (2.48)$$

где  $v_{2r}$  — радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса (рис. 2.4, а);  $b_2$  — ширина рабочего колеса на выходе;  $D_2$  — диаметр выхода рабочего колеса.

Отношение расходов выразится следующим образом:

$$\lambda_Q = \lambda_u \lambda_D^2. \quad (2.49)$$

Из уравнений (2.47') и (2.49) выразим  $\lambda_D$ :

$$\lambda_D = \frac{\sqrt{\lambda_Q}}{\sqrt{\lambda_H \lambda_g}}. \quad (2.50)$$

Подставляя в (2.46') значения  $\lambda_u$  и  $\lambda_D$  из (2.47') и (2.50), получим индикатор подобия лопастных насосов

$$\frac{\sqrt[4]{\lambda_H^3 \lambda_g^3}}{\lambda_n \sqrt{\lambda_Q}} = 1. \quad (2.51)$$

В соответствии с (2.51) получаем выражение

$$I_S = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{g^3 H^3}} = \text{idem.} \quad (2.52)$$

Назовем величину  $I_S$  *критерием подобия лопастных насосов*.

Для гидромеханического подобия насосов наряду с геометрическим подобием и работой их в автомодельной зоне должно выполняться условие одинаковости  $I_S$ .

Критерий подобия лопастных насосов  $I_S$  характеризует подобие режимов работы геометрически подобных насосов. Подобие режимов работы насосов выражается в подобии скоростных треугольников на входе и выходе с рабочих колес натурального и модельного насосов.

Действительно, из (2.46') получаем

$$\lambda_u = \lambda_n \lambda_D \quad \text{или} \quad \frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \lambda_n \lambda_D.$$

Из условия подобия потоков имеем

$$\frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{v_{2H}}{v_{2M}} = \frac{w_{2H}}{w_{2M}} = \lambda_n \lambda_D. \quad (2.53)$$

Это соотношение скоростей показывает, что скоростные треугольники на выходе (рис. 2.4, а) для натурны и модели подобны. Такие режимы называются *изогональными*.

Из критерия подобия лопастных насосов  $I_S$  или непосредственно из критерия гомохронности (2.46) можно получить критерии моделирования основных рабочих параметров насосов, выраженные через частоту вращения и диаметры рабочих колес модели и натурны.

Из уравнений (2.46) и (2.47) получаем индикатор

$$\frac{\sqrt{\lambda_g \lambda_H}}{\lambda_n \lambda_D} = 1. \quad (2.54)$$

Этот индикатор дает критерий моделирования напора насоса:

$$\frac{gH}{n^2 D_2^2} = \text{idem.} \quad (2.54')$$

Этот критерий показывает, что соотношение (2.54') для подобных насосов одинаково.

Из условий (2.49) и (2.46') получаем второй индикатор

$$\frac{\lambda_Q}{\lambda_n \lambda_D^3} = 1, \quad (2.55)$$

который дает второй критерий — критерий моделирования расхода насоса

$$\frac{Q}{nD_2^3} = \text{idem.} \quad (2.55')$$

В соответствии с зависимостью для мощности насоса (2.1) отношение мощностей при условии равенства КПД природы и модели

$$\lambda_N = \frac{N_H}{N_M} = \lambda_p \lambda_g \lambda_Q \lambda_H, \quad (2.56)$$

где  $\lambda_p$  — константа подобия плотности.

Учитывая (2.54) и (2.55), из (2.56) получаем критерий моделирования мощности насоса:

$$\frac{N}{\rho n^3 D_2^5} = \text{idem.} \quad (2.56')$$

Для подобных насосов, работающих на подобных режимах, критерии (2.54'), (2.55') и (2.56') одинаковы.

Заметим при этом, что критерии (2.54') и (2.55') получены непосредственно из критерия гомохронности (2.46), а критерий (2.56') — следствие одинаковости первых двух. Наряду с этим можно показать, что совместное решение зависимостей (2.54') и (2.55') приводит к критерию подобия насосов (2.52). Это показывает, что два критерия (2.54') и (2.55') идентичны критерию  $I_S$ .

Полученные критерии могут быть представлены в форме зависимостей между параметрами модели и природы, которые в случае равенства величин  $\rho$  и  $g$  для модели и природы принимают вид:

$$\begin{aligned} \frac{H_H}{H_M} &= \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2 \left( \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^2; \\ \frac{Q_H}{Q_M} &= \left( \frac{n_H}{n_M} \right) \left( \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^3; \\ \frac{N_H}{N_M} &= \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^3 \left( \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^5. \end{aligned} \quad (2.57)$$

Уравнения (2.57) представляют собой зависимости между расходами, напорами и мощностями модельного и натурального насосов, выраженные через соотношения частот вращения и диаметров рабочих колес этих насосов,

Заметим, что критерий подобия насосов  $I_S$  и формулы пересчета параметров насоса выведены из критерия гомохронности вне связи с особенностями рабочего процесса лопастных насосов, поэтому полученные формулы справедливы не только для лопастных насосов, но и для других лопастных гидромашин.

Зависимости (2.57) имеют широкое применение при проектировании, испытании и эксплуатации насосов.

Действительно, на основании установленных законов подобия можно рассчитать размеры нового насоса, подобного модельному, если известны рабочие параметры модельного и натурального насосов; можно определить параметры насоса при работе его с различной частотой вращения. Законы подобия обеспечивают возможность создания и испытания модели проектируемого насоса, дают возможность по данным испытания модели определить параметры проектируемого насоса.

Система уравнений (2.57) позволяет получить зависимости для расчета рабочих колес по рабочим параметрам насоса.

Из первых двух уравнений системы (2.57), исключая отношение частот вращения, можно получить формулу для пересчета диаметров рабочих колес по рабочим параметрам модельного и натурального насосов:

$$\lambda_D = D_H/D_M = \sqrt[4]{Q_H/Q_M} \sqrt[4]{H_H/H_M}. \quad (2.58)$$

Исключая в этих же уравнениях отношение диаметров, можно получить зависимость для пересчета частоты вращения рабочего колеса с модели на натуру:

$$\lambda_n = n_H/n_M = \sqrt[4]{Q_H/Q_M} \sqrt[4]{(H_H/H_M)^3}. \quad (2.59)$$

**Критерий подобия режимов всасывания.** Полное подобие режимов работы лопастных насосов будет обеспечиваться лишь в том случае, если наряду с выполнением геометрического подобия натуре и модели, работой их в автомодельной зоне и равенством критериев подобия насосов, обеспечивается условие подобия параметров, определяющих кавитационный режим работы насоса.

Геометрически подобные насосы с одним и тем же критерием подобия можно поставить в различные режимы работы, если не обеспечить подобия условий кавитации. Действительно, если не смоделировать высоту всасывания, то один из этих насосов может работать в кавитационном, а второй — в нормаль-

ном режиме. В этом случае, естественно, режимы их работы не будут подобными.

Подобие режимов всасывания будет обеспечено при условии равенства критериев Эйлера, выраженных через параметры, характеризующие начало кавитационного режима.

В общем виде критерий Эйлера имеет вид

$$\Delta p / \rho v^2 = \text{idem},$$

где  $\Delta p$  — характерный перепад давления в моделируемом процессе;  $\rho$  — плотность жидкости;  $v$  — скорость движения жидкости.

Представим критерий Эйлера в форме индикатора

$$\frac{\lambda \Delta p}{\lambda_p \lambda_v^2} = 1.$$

Ранее (см. 1.5) было установлено, что условия всасывания насоса должны рассчитываться так, чтобы не наступал кавитационный режим. В этих целях полный напор потока на входе в насос должен превышать давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости при данной температуре на величину кавитационного запаса —  $\Delta h$ . Следовательно, для моделируемого явления характерный перепад давления определяется кавитационным запасом

$$\Delta p = \rho g \Delta h. \quad (2.60)$$

Подставляя в критерий Эйлера это значение перепада давления, получим

$$\frac{\lambda g \lambda_{\Delta h}}{\lambda_v^2} = 1,$$

где  $\lambda_{\Delta h}$  — масштаб моделирования кавитационного запаса во входном патрубке насоса.

Выражая масштаб скорости через масштаб напора, в соответствии с (2.47') имеем

$$\frac{\lambda_{\Delta h}}{\lambda_H} = 1. \quad (2.61)$$

Переходя к критериальной форме, получим

$$\frac{\Delta h}{H} = \text{idem}. \quad (2.62)$$

Как видим, критерий Эйлера дает условие подобия, выражающееся в том, что в подобных насосах, работающих в подобных режимах, отношение кавитационного запаса в сходственных точках к напору насоса постоянно. И наоборот, для обеспечения подобных режимов работы геометрически подобных насосов необ-

ходимо обеспечить такие условия всасывания, чтобы соотношение кавитационного запаса на входе потока в насос и напора насоса было бы одинаковым.

Это вполне естественно, так как кавитационный запас перед входом потока в насос представляет собой превышение давления в потоке над давлением парообразования, а напор насоса — превышение удельной энергии потока на выходе из насоса над энергией на входе, но при гидромеханическом подобии процессов для сходственных точек отношение этих величин энергий должно быть постоянным.

Выразим условие подобия (2.62) через рабочие параметры насоса.

Из условия (2.51) можно получить значение константы подобия напоров:

$$\lambda_H = \frac{\lambda_n^{4/3} \sqrt[3]{\lambda_Q^2}}{\lambda_g}.$$

Подставляя это значение константы подобия напоров в зависимость (2.61), получим индикатор:

$$\frac{\lambda_g \lambda_{\Delta h}}{\lambda_n^{4/3} \sqrt[3]{\lambda_Q^2}} = 1. \quad (2.63)$$

Переходя к критериальной форме, получим

$$\frac{g \Delta h}{n^{4/3} \sqrt[3]{Q^2}} = \text{idem.}$$

Преобразуем полученное выражение, взяв его обратную величину, возведенную в степень  $3/4$ , тогда имеем

$$\frac{n \sqrt[4]{Q}}{\sqrt[4]{g^3 \Delta h^3}} = C_S = \text{idem.} \quad (2.64)$$

Полученное выражение представляет собой *критерий подобия режимов всасывания насосов*.

Выполнение равенства критериев подобия режимов всасывания природы и модели обеспечивает подобие режимов работы насосов при входе в насос.

Таким образом условие полного подобия режимов работы подобных насосов налагает требование равенства критерия подобия насосов  $I_S$  и критерия подобия режимов всасывания  $C_S$ .

**Критерий кавитационного подобия.** Если рассматривать критическое состояние потока, при котором начинается кавитация, т. е. принять минимальную (критическую) величину кавитаци-

онного запаса  $\Delta h_K$ , то (2.62) переписывается в виде

$$\frac{\Delta h_K}{H} = \text{idem.} \quad (2.65)$$

Зависимость (2.65) показывает, что для насосов одного и того же типа при работе их на подобных режимах отношение критического кавитационного запаса к напору насоса одинаково. Для различных типов насосов это отношение неодинаково.

Представим полученное условие подобия кавитационного режима, так же как критерий режимов всасывания, через рабочие параметры насоса, тогда получим

$$C_{S,K} = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{g^3 \Delta h_K^3}} = \text{idem.} \quad (2.66)$$

Это частное значение критерия подобия режимов всасывания  $C_{S,K}$  будет *критерием кавитационного подобия насосов*.

Выполнение условия равенства критериев кавитационного подобия  $C_{S,K}$  обеспечивает подобие критических режимов работы насосов. Из (2.64) видно, что  $C_S$  зависит как от типа насоса, так и от условий всасывания, потому что величина  $C_S$  зависит не только от параметров насоса, но одновременно и от значения  $\Delta h$ , которое зависит от условий всасывания. Значение  $C_{S,K}$  определяется лишь типом насоса и в основном конструкцией входной его части, так как значение  $\Delta h_K$  определяется динамикой потока (потерями напора) в области от входа в насос до сечения после входа потока на рабочее колесо.

Таким образом критерий кавитационного подобия  $C_{S,K}$  — это второй критерий наряду с  $I_S$ , определяющий подобие насосов и режимов их работы. Или, с другой стороны,  $C_{S,K}$ , как и  $I_S$ , определяет тип насоса.

Сравним полученные зависимости (2.64) и (2.66) с зависимостью (2.52). Эти зависимости идентичны, хотя и получены из разных критериев подобия. Различие их состоит лишь в том, что в критерий подобия лопастных насосов входит полный напор насоса, представляющий собой разность энергий потока на выходе из насоса и на входе в насос; в критерии подобия режимов всасывания вместо полного напора насоса стоит величина кавитационного запаса, т. е. превышение энергии потока над давлением парообразования перед входом в насос; в критерии кавитационного подобия вместо полного напора стоит критическое значение кавитационного запаса, т. е. максимальное значение динамического падения давления и в потоке от входа его в насос до сечения после входа в рабочее колесо, при котором статическое давление в потоке после входа в рабочее колесо будет равно давлению насыщенных паров жидкости.

Физическая природа величин полного напора насоса, кавитационного запаса и критического значения кавитационного запаса одна и та же. Эти величины представляют собой различные составляющие удельной энергии потока в разных его точках. Поэтому, естественно, критерий подобия, посредством которого моделируются эти величины, должен быть одним и тем же. Численное его значение, естественно, будет меняться.

Критерий  $I_S$ , как и критерий  $C_{S, K}$ , — безразмерная величина и зависит только от типа насоса, и для геометрически подобных насосов (для насосов одного типа) он должен оставаться постоянным.

Итак, анализ процесса, происходящего в лопастных насосах, с позиций теории подобия гидромеханических процессов позволил установить, что определяющие критерии для движения жидкости в лопастных насосах — это критерий гомохронности и критерий Эйлера.

Условие равенства критериев гомохронности для подобных насосов, работающих в подобных режимах, позволило получить критерий подобия лопастных насосов  $I_S$ . Для подобия режимов работы насосов, кроме их геометрического подобия, необходимо соблюдать равенство критериев  $I_S$ .

Критерий подобия лопастных насосов носит общий характер и не зависит ни от размерности входящих в него величин, ни от исходной условно выбранной модели.

Из условия равенства критериев Эйлера для входной части геометрически подобных насосов получен критерий кавитационного подобия насосов  $C_{S, K}$  и критерий подобия режимов всасывания  $C_S$ .

Критерий кавитационного подобия насосов  $C_{S, K}$  определяет условия подобия входа на лопасти рабочего колеса и обеспечивает возможность моделирования динамического падения давления на входе в насос и рабочее колесо.

Этот критерий носит общий характер, не зависит от размерностей входящих в него величин и отвечает всем требованиям критериальных величин.

Выполнение равенства критериев подобия режимов всасывания наряду с геометрическим подобием всасывающей системы обеспечивает подобие режима всасывания насоса.

Поскольку значения критериев  $I_S$  и  $C_{S, K}$  определяются одним и тем же законом, между ними может быть установлена непосредственная связь. Возведя зависимости (2.52) и (2.66) в степень  $4/3$  и поделив одну на другую, получим

$$\left( \frac{I_S}{C_{S, K}} \right)^{4/3} = \frac{\Delta h_K}{H} = \sigma. \quad (2.67)$$

Назовем отношение  $\sigma$  коэффициентом кавитации.

Зависимость (2.67) показывает, что коэффициент кавитации — это функция критерия подобия лопастных насосов  $I_S$  и критерия их кавитационного подобия  $C_{S,K}$ .

### 1.7. КЛАССИФИКАЦИЯ КОЛЕС ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Теорией подобия лопастных насосов установлено, что может существовать ряд геометрически подобных насосов, для которых критерий подобия насосов  $I_S$  будет иметь одно и то же значение.

Таким образом, значение критерия подобия  $I_S$  — это характеристика данного ряда или типа насосов, отличающихся геометрическими размерами, т. е. данному типу рабочего колеса соответствует определенное значение критерия подобия  $I_S$ . Следовательно, критерий подобия  $I_S$  может служить основным признаком типизации рабочих колес.

Для классификации насосов в насосостроении пользуются понятием удельного числа оборотов рабочего колеса, или быстроходности  $n_s$ . За быстроходность рабочего колеса насоса условно принята скорость вращения такого нового модельного колеса, которое во всех деталях геометрически подобно рассматриваемому, а размеры его должны быть таковы, чтобы при напоре  $H=1$  м затрачивалась полезная мощность в 0,735 кВт, т. е. подавался бы расход 0,075 м<sup>3</sup>/с.

Параметры такого эталонного колеса можно определить, пользуясь зависимостями (2.58) и (2.59). В частности, частоту вращения колеса определим по зависимости (2.59), принимая  $Q_m = 0,075$  м<sup>3</sup>/с,  $H_m = 1$  м:

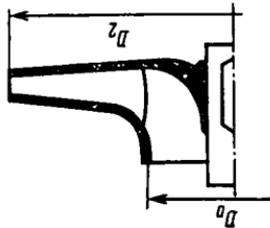
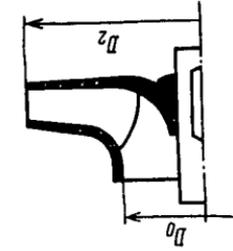
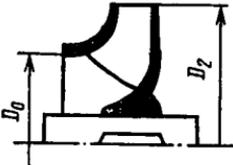
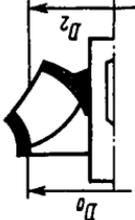
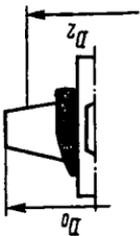
$$n_s = \frac{3,65\pi \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} . \quad (2.68)$$

Полученная величина  $n_s$  — это коэффициент быстроходности, или приведенная частота вращения колеса. Эта величина и принята в практике для характеристики типа рабочего колеса насоса.

Зависимость (2.68) получена из уравнения (2.59) для частного условного случая, принятого за характеристический. В свою очередь, уравнение (2.59) — частный случай общей критериальной зависимости (2.52).

Таким образом, коэффициент быстроходности  $n_s$ , принятый в качестве характеристики рабочих колес насосов, — чисто условная размерная величина, получаемая из общего критерия подобия лопастных насосов  $I_S$ , выведенного на основе общей теории подобия гидромеханических процессов. Значение коэффициента быстроходности меняется, если принять за эталон какую-либо другую модель с другими параметрами.

### 3. Классификация лопастных рабочих колес

Типы лопастных насосов	Центробежные				Осевые (пропеллерные)
	тихоходные	нормальные	быстроходные	полуосевые (диагональные)	
Сечение рабочего колеса					
Коэффициент быстроходности, $n_s$	40...80	80...150	150...300	300...500	500...1200
Критерий $I_s \cdot 10^2$	3...6	6...12	12...25	25...50	50...100
$D_2/D_0$	3	2	1,6...1,2	1,2...1,1	0,8

Более правильным и удобным представляется характеризовать тип насоса величиной критерия подобия насосов  $I_S$ . Этот критерий — безразмерный и постоянный для данного типа насосов. Его величина определяется непосредственно по параметрам данного насоса и не связана ни с какими принятыми условными исходными моделями. Наряду с этим критерий подобия в той же мере, как и коэффициент быстроходности, определяет тип рабочего колеса насоса.

Колеса лопастных насосов принято разделять на следующие группы: тихоходные, нормальные и быстроходные колеса центробежных насосов; диагональные и осевые колеса для диагональных и осевых насосов.

Схематично эта классификация представлена в таблице 3, где даны значения критерия подобия  $I_S$  для каждого типа насосов, значения  $n_S$  и соотношения диаметров выхода и входа на рабочее колесо.

Наряду с критерием подобия насосов  $I_S$ , тип насоса определяется также критерием кавитационного подобия  $C_{S,K}$ , характеризующим качество насоса в кавитационном отношении.

В практике насосостроения для кавитационной оценки насосов применяется аналогичный коэффициенту быстроходности кавитационный коэффициент быстроходности  $C$ , определяемый по формуле

$$C = 5,62 \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt{\Delta h_S}} \quad (2.69)$$

где  $\Delta h_S$  — максимальное динамическое падение давления на входе в рабочее колесо, в отличие от значения кавитационного запаса  $\Delta h_K$ , учитывающего падение давления во всей входной части насоса.

Формула (2.69) получена экспериментально С. Рудневым, им же определены значения коэффициента при работе насосов в оптимальных режимах: для плохих в кавитационном отношении насосов (например, насосов для загрязненной жидкости), коэффициент  $C = 600 \dots 700$ ; для обычных насосов  $C = 800 \dots 1000$ ; для насосов с повышенными кавитационными свойствами (например, конденсатных насосов)  $C = 1300 \dots 2500$ .

Значение числового коэффициента в формуле (2.69) должно меняться при изменении размерности, входящих в нее величин. В противном случае значения коэффициента  $C$  для одного и того же насоса будут различными.

В связи с этим представляется более целесообразным и удобным проводить оценку кавитационных свойств насосов по критерию кавитационного подобия насосов  $C_{S,K}$ , поскольку это обычный безразмерный критерий, не связанный ни с какими исходными условиями, и определяется он только параметрами самого насоса.

Полагая, что  $\Delta h_K \approx \Delta h_S$ , и используя экспериментальные данные для значения  $C$ , можно определить значения критерия  $C_{S,K}$ , решив совместно зависимости (2.69) и (2.66). В результате получаем: для плохих в кавитационном отношении насосов  $C_{S,K} = 19 \dots 22$ ; для обычных насосов  $C_{S,K} = 25 \dots 32$ ; для насосов с повышенными кавитационными свойствами  $C_{S,K} = 40 \dots 80$ .

Полученные значения критерия кавитационного подобия  $C_{S,K}$  обеспечивают возможность пересчета допустимой высоты всасывания при расчете насосов методом моделирования.

## 1.8. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

**Общие сведения.** Насос рассчитывается на определенное сочетание его рабочих параметров. При расчетном режиме форма проточной полости насоса и частота вращения рабочего колеса обеспечивают работу насоса с максимальным КПД. При эксплуатации насоса его подача может регулироваться, что ведет к изменению других его рабочих параметров — напора, мощности и КПД.

*Характеристикой насоса* называют зависимости напора, мощности и КПД от подачи при постоянной частоте вращения. Обычно характеристика представляется в виде графиков  $H=f(Q)$ ,  $N=f(Q)$  и  $\eta=f(Q)$  при  $n=\text{const}$ .

Рассмотрим прежде зависимости напора от подачи. Для получения теоретической зависимости  $H_{T\infty}=f(Q)$  воспользуемся уравнением Эйлера при условии  $\alpha_1=90^\circ$ :

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{2u}}{g}.$$

Из треугольника скоростей (см. рис. 2.4) следует, что

$$v_{2u} = u_2 - v_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

где  $\beta_2$  — угол между относительной и окружной скоростью потока (рис. 2.40).

Согласно уравнению неразрывности для выходного сечения рабочего колеса

$$Q_T = \pi D_2 b_2 v_{2r} \quad \text{и} \quad v_{2r} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2},$$

где  $b_2$  — ширина выходного сечения рабочего колеса.

Тогда

$$v_{2u} = u_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} Q_T.$$

Подставляя полученное выражение в уравнение Эйлера, имеем

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} \frac{u_2}{g} Q_T. \quad (2.70)$$

Окружная скорость  $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$ , тогда

$$H_{T\infty} = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} - \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60 b_2} Q_T. \quad (2.71)$$

Для центробежного насоса с заданными геометрическими размерами при  $n = \text{const}$  получим

$$\frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} = a = \text{const}; \quad \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60 b_2 g} = b = \text{const}.$$

Отсюда получаем уравнение теоретической характеристики центробежного насоса

$$H_{T\infty} = a + b Q_T. \quad (2.72)$$

Это уравнение прямой линии; положение ее в координатной системе  $Q-H$  при заданных значениях  $n$ ,  $D_2$  и  $b_2$  зависит от угла  $\beta_2$  (рис. 2.7, а). Независимо от угла  $\beta_2$  теоретический напор при  $Q_T = 0$  (задвигка на напорном трубопроводе закрыта)

$$H_{T\infty} = u_2^2/g. \quad (2.73)$$

При  $\beta_2 = 90^\circ$   $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$  теоретическая характеристика имеет вид прямой [зависимость (2.73)], параллельной оси абсцисс. Если угол  $\beta_2 > 90^\circ$ , т. е. лопасти рабочего колеса отогнуты вперед, то  $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$  и  $H_{T\infty}$  с увеличением  $Q$  увеличиваются.

Если угол  $\beta_2 < 90^\circ$ , то  $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$  и теоретическая характеристика представляют собой ниспадающую линию. Ранее было показано, что практически значение угла  $\beta_2$  принимается не более  $40^\circ$ .

При конечном числе лопаток значение теоретического напора  $H_T$  определяется по формуле (2.25), и зависимость  $H_T$  от расхода тоже линейна и идет приближенно параллельно зависимости  $H_{T\infty} = f(Q_T)$  (рис. 2.7, б).

Напор, развиваемый насосом, меньше теоретического на величину гидравлических потерь  $H = H_T - h_w$ , что равносильно зависимости (2.8).

Потери напора в насосе складываются из местных потерь на входе и выходе потока с рабочего колеса и потерь по длине при движении потока внутри каналов насоса.

Движение потока в каналах рабочего колеса характеризуется, как правило, полностью развитой турбулентностью, т. е. относится к автотомельной зоне, и потери по длине (на рис. 2.7

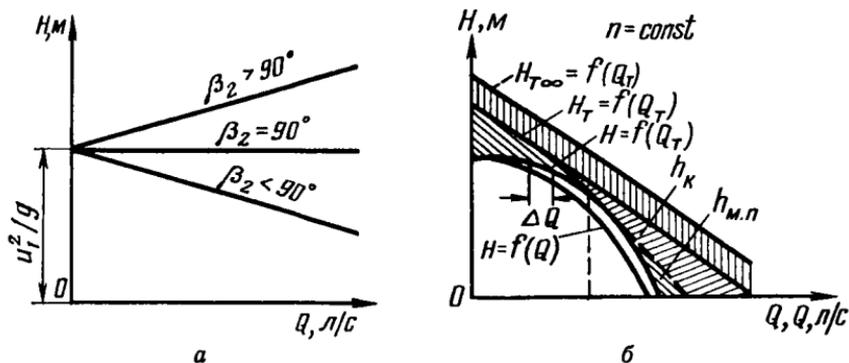


Рис. 2.7. Характеристики ( $H-Q$ ) центробежного насоса:

$a$  — теоретическая для различных значений  $\beta_2$ ;  $b$  — с учетом потерь напора для  $\beta_2 < 90^\circ$ .

обозначены через  $h_k$ . Далее —  $h_l$ ) будут пропорциональны квадрату скорости и, следовательно, квадрату расхода:

$$h_l = kQ^2,$$

где  $k$  — коэффициент, характеризующий гидравлическое сопротивление канала.

При расчетном режиме насоса, как было показано ранее,  $\alpha_1 \approx \approx 90^\circ$ , т. е. входной треугольник скоростей будет прямоугольным (рис. 2.8,  $a$ ). Угол  $\beta_1$  при этом режиме совпадает с углом лопатки  $\beta_A$  на входе в рабочее колесо (безударный вход потока), и потери на входе в рабочее колесо практически отсутствуют. При отклонении расхода от расчетного, условия входа потока нарушаются. Например, при уменьшении расхода абсолютная скорость  $v_1$  уменьшается и при том же значении  $u_1$  угол  $\beta_1$  уменьшается и не совпадает с углом лопатки на входе. При этом поток

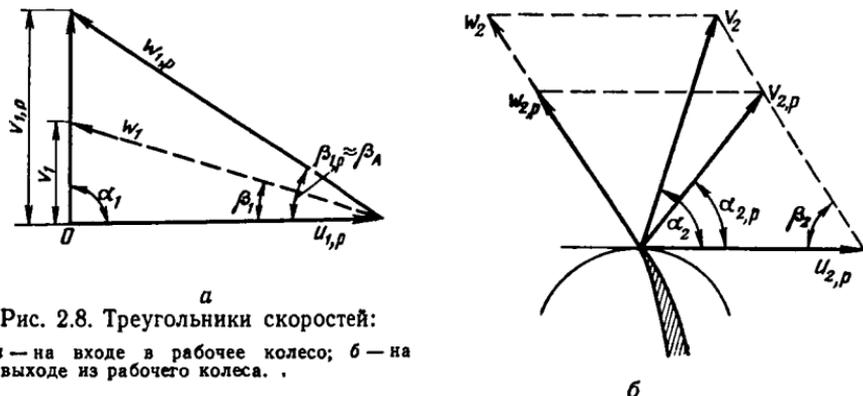


Рис. 2.8. Треугольники скоростей:

$a$  — на входе в рабочее колесо;  $b$  — на выходе из рабочего колеса.

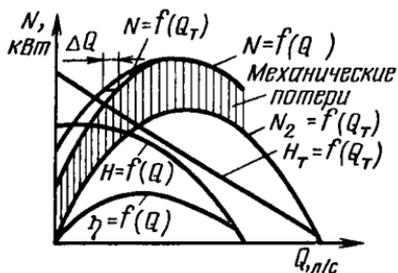


Рис. 2.9. Теоретическая характеристика ( $N-Q$ ) и ( $\eta-Q$ ) центробежного насоса.

нении расхода от расчетного, величина  $v_2$  и угол  $\alpha_2$  отклоняются от расчетных значений (рис. 2.8, б), и при входе в отвод их значения должны меняться, что также сопровождается потерями энергии.

Если из ординат характеристики  $H_T = f(Q_T)$  вычесть значения  $h_l$  и  $h_{м.п.}$ , то получим рабочую характеристику насоса  $H = f(Q_T)$ .

Полученная характеристика насоса не зависит от рода перекачиваемой жидкости. Действительно, теоретическая характеристика определяется уравнением Эйлера, в котором отсутствуют параметры, характеризующие свойства жидкости. Значения потерь напора в рабочем колесе, учитывая которые, получена рабочая характеристика для автомодельных потоков в полостях насоса, также не зависят от физических свойств жидкости.

Подача насоса отличается от расхода  $Q_T$ , протекающего через рабочее колесо, на величину объемных потерь  $\Delta Q$ . Чтобы учесть влияние потерь, необходимо сдвинуть характеристику влево на величину  $\Delta Q$ , что и показано на рисунке 2.7, б.

Для построения зависимости мощности насоса от расхода  $N = f(Q)$  подставим значение  $H_T$  (из 2.72) в выражение для гидравлической мощности (2.5) и получим

$$N_r = \rho g (aQ_T - bQ_T^2).$$

Эта зависимость представляет собой параболу, пересекающую ось абсцисс в точках  $Q_T = 0$  и  $Q_T = a/b$  (см. рис. 2.9).

Мощность насоса — это сумма гидравлической и механической мощности, идущей на преодоление механических потерь. Последние мало зависят от подачи насоса. Прибавляя к  $N_r$  постоянную величину  $N_{мех.}$ , получим зависимость  $N = f(Q_T)$ . Учитывая объемные потери, сместим кривую  $N = f(Q_T)$  влево на величину потерь  $\Delta Q$  и получим график зависимости  $N = f(Q)$ .

Используя кривые  $H = f(Q)$  и  $N = f(Q)$ , построим кривую  $\eta = f(Q)$  по уравнению  $\eta = \rho g Q H / N$ .

отрывается от лопатки, образуется вихревая зона, которая вызывает дополнительные потери энергии.

На выходе потока с рабочего колеса также имеет место оптимальный расчетный режим, при котором поток, покидая рабочее колесо, имеет такую же абсолютную скорость  $v_{2,p}$  и ее направление (под углом  $\alpha_{2,p}$ ), что и поток в отводе (спиральной камере). Потерь напора на выходе из рабочего колеса нет. При отклонении

Теоретически построенные характеристики дают приближенное представление о действительных характеристиках, поскольку при их расчетах не учитывались существенные моменты, характеризующие движение реального потока в проточных полостях насоса. Реальная характеристика насоса может быть получена лишь опытным путем.

Испытания насосов для получения характеристик  $H=f(Q)$ ,  $N=f(Q)$  и  $\eta=f(Q)$  проводятся одновременно и для каждого режима (подачи) измеряются: частота вращения, подача, давление (разрежение) на входе и выходе, крутящий момент или мощность на валу (для насосов с электроприводом — потребляемая электрическая мощность), температура жидкости. Режим работы насоса регулируется задвижкой, установленной на отводящем трубопроводе. Число режимов (подач), при которых проводятся замеры, должно быть не менее 16, и подачи в соседних точках должны отличаться не более чем на 8% номинальной подачи. Если 25% точек будет сильно отличаться от общей закономерности, то испытания необходимо повторить.

Снятие характеристик центробежных насосов начинается с нулевой подачи (задвижка закрыта), а осевых, диагональных и вихревых — с максимальной подачи. Испытания проводятся в интервале от нуля до подачи, превышающей не менее чем на 10% максимальную подачу рабочего интервала подач, предусмотренного технической документацией, при давлении на входе, исключающем кавитацию на всех режимах.

В результате испытаний получают ряд данных по напору, мощности и КПД для разных значений подачи при постоянной частоте вращения рабочего колеса насоса. Если частота вращения в опытах не оставалась постоянной, данные опытов приводятся (пересчитываются) к заданной одной и той же частоте вращения методом, излагаемым ниже.

На основе полученных данных строятся рабочие характеристики насоса. Кроме зависимостей  $H=f(Q)$ ,  $N=f(Q)$  и  $\eta=f(Q)$ , рабочая характеристика насоса включает также зависимость допустимого кавитационного запаса от подачи  $\Delta h_{\text{доп}}=f(Q)$ , получаемую на основе кавитационных испытаний насоса, изложенных выше.

**Пересчет характеристик лопастных насосов на другую частоту вращения рабочего колеса.** Рабочая характеристика насоса дается для определенной частоты вращения  $n=\text{const}$ . Часто возникает необходимость изменить частоту вращения; например, имеется электродвигатель, по всем параметрам приемлемый для привода насоса, но несколько отличающийся по частоте вращения. Чтобы судить об эксплуатационных параметрах насоса, надо иметь его характеристику при новой частоте вращения.

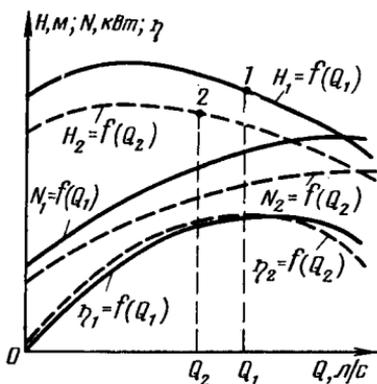


Рис. 2.10. Пересчет характеристики насоса на другую частоту вращения:

— для  $n_1 = \text{const}$   
 --- для  $n_2 = \text{const}$ .

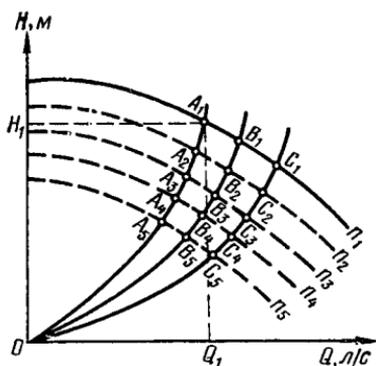


Рис. 2.11. Параболы подобных режимов работы насоса.

Предположим, что имеется характеристика насоса при частоте вращения  $n_1$ . Надо рассчитать его характеристику при новой частоте вращения  $n_2$ .

Для этой цели воспользуемся зависимостями (2.57), имея в виду, что в данном случае  $D_2 = \text{const}$ , т. е. моделирование осуществляется только по изменению частоты вращения. Тогда, полагая, что  $\eta_1 = \eta_2$ , для пересчета параметров насоса с частоты вращения  $n_1$  на  $n_2$  получаем зависимости

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (2.74)$$

Пересчет осуществляют следующим образом. Задаваясь рядом значений  $Q$ , по имеющейся характеристике получают соответствующие им напоры, мощности и КПД. Подставляя найденные значения  $Q_1, H_1, N_1$  в уравнения (2.74), получают соответственно значения  $Q_2, H_2, N_2$ , т. е. координаты точек новой характеристики насоса при частоте вращения  $n_2$ . По нанесенным на график точкам получают искомую характеристику насоса при  $n_2$ . Такое построение выполнено на рисунке 2.10.

Заметим, что параметры точек 1 и 2 связаны между собой первыми двумя зависимостями (2.74), выражающими условие подобия режимов работы насосов в точках 1 и 2. Если принять новые частоты вращения  $n_3$  и  $n_4$ , то для них также можно найти точки 3 и 4 (см. рис. 2.11) на новых характеристиках с подобными режимами работы. Условие подобия режимов работы при различных частотах вращения можно получить из первых двух

зависимостей (2.73), исключая соотношение  $n_1/n_2$ :

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{H_3}{Q_3^2} = C = \text{const},$$

что дает параболу

$$H = CQ^2. \quad (2.75)$$

Выделяя на характеристике насоса исходную точку  $A_1(H_1, Q_1)$ , определим значение  $C_A$  и далее по формуле (2.75) построим параболу  $A_1A_2A_3A_4$ , т. е. геометрическое место точек подобных режимов. Выделяя другие точки —  $B_1$  или  $C_1$ , можно построить другие параболы. Точки пересечения параболы подобных режимов с характеристиками насоса для различных частот вращения определяют параметры  $Q$  и  $H$  для подобных режимов работы насосов.

**Изменение характеристики насоса обточкой рабочего колеса.** Обточка рабочего колеса обеспечивает изменение выходного диаметра  $D_2$  рабочего колеса, что, естественно, приводит к снижению основных параметров насоса. При обточке колеса, естественно, нарушается геометрическое его подобие с исходным, поэтому полученные формулы моделирования в данном случае не приемлемы.

Пересчет характеристики насоса при обточке рабочего колеса ведется по экспериментальным зависимостям, полученным для определенных величин обточки. Величину обточки можно характеризовать процентом обточек  $m$  (%):

$$m = \frac{D_2 - D_2'}{D_2} 100, \quad (2.76)$$

где  $D_2'$  — величина внешнего диаметра колеса после обточки.

Для обычных рабочих колес рекомендуемый процент обточки лимитируется отношением диаметра выхода  $D_2$  к диаметру входа  $D_0$  рабочего колеса:

$D_2/D_0$	. . . . .	3...2	2...1,5	1,5...1,2
$m, \%$	. . . . .	20	15	10

Для  $D_2/D_0 > 1,2$  и указанных значений обточки рабочего колеса пересчет рабочих характеристик можно проводить по следующим приближенным зависимостям:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_2'}{D_2}; \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2; \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3, \quad (2.77)$$

где  $Q'$ ,  $H'$ ,  $N'$  — соответственно параметры обточенного рабочего колеса.

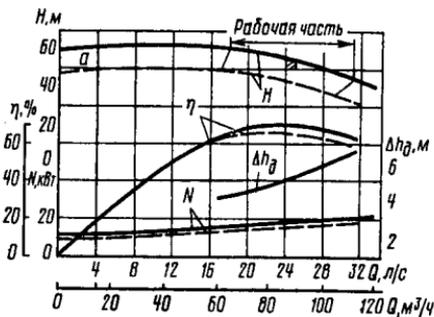


Рис. 2.12. Характеристика насосов К 90/55 ( $n=2900 \text{ мин}^{-1}$ ).

каталогах. Сплошными линиями даны зависимости  $H-Q$ ;  $N-Q$  и  $\eta-Q$  при  $D_2=D_{\max}$  и  $n=2900 \text{ мин}^{-1}$ . Пунктирными линиями даны аналогичные зависимости для диаметров  $D_2'=D_{\min}$ . Величина  $D_2'=\text{min}$  определяет предельно допустимую величину обточки.

На характеристике насоса волнистыми вертикальными черточками обозначены границы рекомендуемых режимов работы насоса, определенные прежде всего приемлемыми значениями КПД.

Как видим, изменение диаметра рабочего колеса обеспечивает значительное расширение диапазона применения насоса, в

При  $D_2/D_0 < 1,2$  или больших процентах обточки используются более сложные зависимости, приводимые в специальной литературе.

Обычно характеристики насоса даются для нескольких значений выходных диаметров рабочего колеса. В качестве примера на рисунке 2.12 представлена рабочая характеристика насоса К 90/55. Аналогичные характеристики для всех насосов даются в специальных

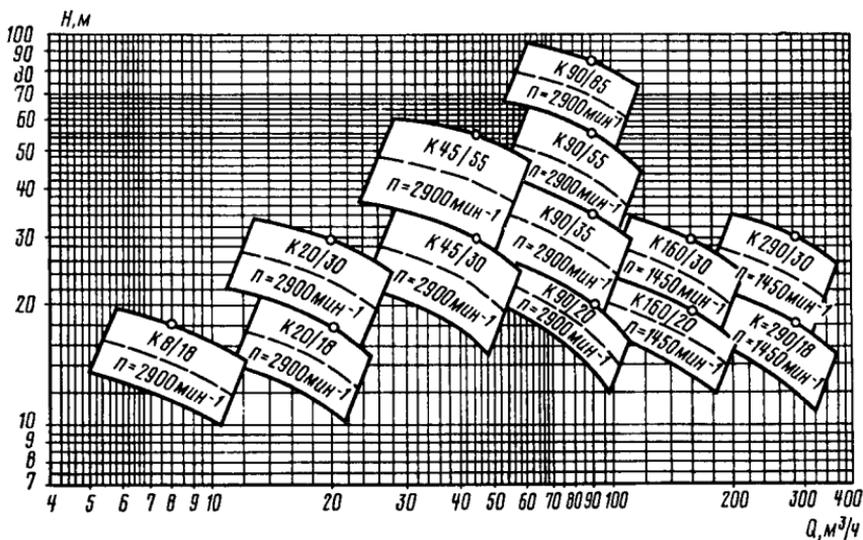


Рис. 2.13. Сводный график полей ( $Q-H$ ) консольных насосов.

котором его рабочая характеристика отвечает требуемым значениям подачи и напора. Рекомендуемые режимы работы насоса, покрывающие поле  $Q-H$  между характеристиками с нижним и верхним значениями диаметров колеса волнистыми линиями, называются *полем насоса*.

Для облегчения подбора насоса по заданным параметрам в каталогах насосов даются сводные графики полей различных насосов, выпускаемых промышленностью. На рисунке 2.13 приведен сводный график полей консольных насосов. По заданным значениям подачи и напора на сводном графике полей насосов можно найти требуемую режимную точку и соответствующую ей марку и частоту вращения насоса, рекомендуемого для применения.

### 1.9. РАБОТА НАСОСА НА СЕТЬ

**Общие сведения.** На рисунке 2.3 рассмотрена схема насосной установки, содержащей насос, всасывающую и напорную линии трубопровода (водопроводящую сеть). Насос данной насосной установки работает на таком режиме, при котором потребный напор, выражаемый зависимостью (2.10), равен напору насоса. Это определяется условием, что насос в пределах его характеристики так будет менять режим работы, чтобы удельная энергия, сообщаемая им жидкости, соответствовала энергии, которая затрачивается при движении жидкости по трубопроводам данной сети.

Для определения режима работы насоса на одном и том же графике следует нанести характеристику насоса и характеристику требуемой удельной энергии для пропускания данного расхода по данному трубопроводу. Кривая требуемой удельной энергии в функции расхода называется *характеристикой трубопровода* и выражается аналитически зависимостью (2.10), которая может быть преобразована, если раскрыть потери напора:

$$h_w = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g}, \quad \text{но } v = \frac{Q}{F},$$

где  $l$  — длина трубопровода, м;  $d$  — диаметр трубопровода, м;  $F$  — площадь сечения трубопровода, м<sup>2</sup>;  $\xi$  — коэффициент местных потерь.

Тогда

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + \frac{\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi}{2gF^2} Q^2 = H_{\text{ст}} + kQ^2. \quad (2.78)$$

Эта параболическая кривая (см. рис. 2.14) — характеристика трубопровода. Точку  $A$  пересечения ее с характеристикой насо-

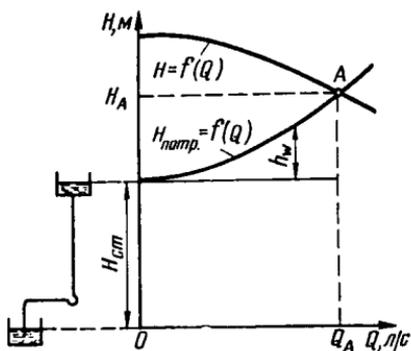


Рис. 2.14. Характеристика трубопровода и рабочая точка насоса.

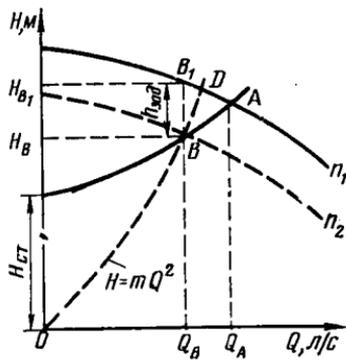


Рис. 2.15. Регулирование подачи насоса.

са называют *рабочей точкой насоса и трубопровода*. Насос будет развивать в этом случае напор  $H_A$  при подаче  $Q_A$ .

**Регулирование режима работы насоса.** Режим работы данного насоса на данный трубопровод определяется положением рабочей точки. Однако часто требуется регулировать подачу насоса. Ясно, что в данном случае можно только уменьшить подачу. Предположим, что надо изменить расход с  $Q_A$  на  $Q_B$  (см. рис. 2.15). Это можно сделать двумя способами: 1 — изменением характеристики трубопровода; 2 — изменением характеристики насоса.

Рассмотрим первый способ. Изменить характеристику трубопровода можно, изменив значение  $k = \frac{\lambda l/d + \Sigma \xi}{2gF^2}$ , а его в про-

цессе работы можно менять за счет изменения коэффициента сопротивления задвижки  $\xi_{зад}$  путем изменения положения задвижки. Прикрывая задвижку, будем увеличивать  $\xi_{зад}$ , т. е. увеличивать  $\Sigma \xi$  и, следовательно,  $k$ . При этом характеристика трубопровода, сохраняя начальную точку, становится более крутой. Прикрывая задвижку, добиваемся снижения расхода до значения  $Q_B$ . В этом случае характеристика трубопровода пройдет через точку  $B$ . Такое регулирование неэкономично, т. к. сводится к искусственному увеличению потерь на величину  $h_{зад}$ . Действительно, трубопровод при расходе  $Q_B$  требует напор  $H_B$ , а насос создает напор  $H_{B_1}$ , поэтому разность этих напоров должна погаситься сопротивлением задвижки:

$$H_{B_1} - H_B = h_{зад}.$$

Это резко снижает КПД установки, так как вхолостую теря-

ется мощность, поглощаемая задвижкой:

$$N_{\text{зад}} = \frac{\rho g h_{\text{зад}} Q}{\eta}. \quad (2.79)$$

Однако этот вид регулирования подачи наиболее распространен вследствие простоты его осуществления.

Регулирование подачи центробежного насоса путем изменения рабочей характеристики самого насоса осуществляется за счет изменения частоты вращения рабочего колеса. Такое регулирование возможно, если можно менять обороты двигателя (электрический двигатель постоянного тока, двигатель внутреннего сгорания, паровые турбины).

Для регулирования надо частоту вращения насоса уменьшить до такого значения  $n_2$ , чтобы характеристика  $H-Q$  насоса проходила через точку  $B$  (рис. 2.15).

В процессе эксплуатации обычно меняют подачу с  $Q_A$  до  $Q_B$  путем изменения частоты вращения вала насоса, фиксируя подачу по показаниям приборов.

Иногда требуется заранее вычислить новую (требуемую) частоту вращения  $n_2$ , соответствующую заданной подаче. Нам известны параметры заданной точки  $B$ :  $Q_B$  и  $H_B$ . Построим параболу подобных режимов по уравнению (2.74)  $H=CQ^2$ , где  $C=H_B/Q_B^2$ .

Пересечение параболы с характеристикой насоса при  $n_1 = \text{const}$  дает точку  $D$  с координатами  $H_D$  и  $Q_D$ , в которой режим работы насоса подобен режиму работы в точке  $B$ . Отсюда, в соответствии с зависимостью (2.74) для подобных режимов определяем

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{Q_B}{Q_D}.$$

**Параллельная работа насосов на сеть.** Работа нескольких насосов на общий напорный трубопровод называется *параллельной работой насосов*. Совместная работа двух насосов на общий трубопровод возможна, если в точке  $M$  соединения их напорных труб установится одинаковый напор. Поэтому для построения характеристики совместной работы насосов (кривой  $I+II$ ) надо сложить подачи насосов для одинаковых напоров (см. рис. 2.16). Характеристика трубопровода пересекает характеристики насосов в точках  $A_1$ ,  $A_{II}$  и  $A$ . Подача каждого насоса при работе на отдельный трубопровод определяется расходами  $Q_{A'}$  и  $Q_{A''}$ . В отличие от этого подача при параллельной работе насосов составляет  $Q_A = Q_{A_1} + Q_{A_{II}}$ . Разность  $\Delta Q = (Q_{A'} + Q_{A''}) - Q_A$  называют *дефицитом подачи*. При параллельной работе насосы работают  $\eta_{A_1}$  и  $\eta_{A_{II}}$ . Общий КПД системы двух параллельно работающих насосов найдем из соотношения

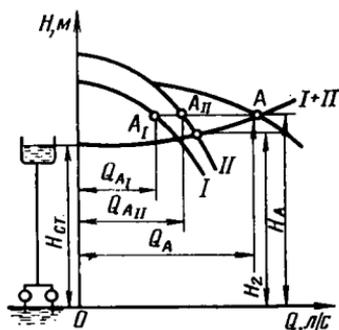


Рис. 2.16. Параллельная работа насосов.

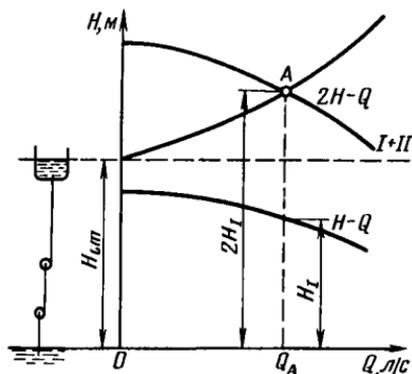


Рис. 2.17. Последовательная работа насосов.

$$\eta_{I+II} = \frac{\rho g Q_A H_A}{\frac{\rho g Q_{A_I} H_A}{\eta_{A_I}} + \frac{\rho g Q_{A_{II}} H_A}{\eta_{A_{II}}}} = \frac{Q_A \eta_{A_I} \eta_{A_{II}}}{Q_{A_I} \eta_{A_{II}} + Q_{A_{II}} \eta_{A_I}}, \quad (2.80)$$

где  $\rho g Q_A H_A$  — полезная мощность;  $\frac{\rho g Q_{A_I} H_A}{\eta_{A_I}}$  и  $\frac{\rho g Q_{A_{II}} H_A}{\eta_{A_{II}}}$  — мощность каждого из работающих насосов.

Для наиболее простого частного случая, когда насосы одинаковы, построение рабочей характеристики параллельно работающих насосов получается простым удвоением ее абсцисс. КПД системы двух параллельно работающих насосов в этом случае равен КПД одного из работающих насосов.

**Последовательная работа центробежных насосов.** *Последовательным* называется такое соединение двух насосов, в котором насос I подает воду во всасывающий патрубок насоса II, а последний подает воду в напорную линию. Последовательное соединение двух (или более) насосов применяется при необходимости получить напор больше того, который может быть создан одним насосом. При этом подача насосов одинаковая, а общий напор равен сумме напоров обоих насосов.

Рассмотрим характеристику двух одинаковых последовательно работающих насосов. Эта характеристика строится путем удвоения ординат характеристики одного насоса (см. рис. 2.17). Пересечение характеристики трубопровода с характеристикой  $(2H-Q)$  в точке A определяет режим работы каждого насоса. Каждый из них работает с подачей  $Q_A$ , развивая напор  $H_1$ . Подобные схемы применяются в пожарных системах, в системах отопления и др.

## 1.10. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

**Центробежные насосы.** На рисунке 2.18 представлен *консольный насос (К)*, предназначенный для подачи чистой холодной воды и других малоагрессивных жидкостей. Характерная особенность такого насоса — это расположение рабочего колеса 4 на консоли вала 12, вращающегося в двух широко расставленных шариковых подшипниках 13. Подвод насоса 1 выполнен в виде прямоосного конфузора заодно с крышкой насоса. Для разгрузки рабочего колеса 4 от осевого усилия, возникающего вследствие разности давления слева и справа на его внутренний диск в пределах диаметра входа рабочего колеса, предусмотрены разгрузочные отверстия 23 и уплотнение 5. Это обеспечивает выравнивание давления за рабочим колесом 4 (перед сальником) и перед рабочим колесом 4 в зоне всасывания. Чтобы предотвратить просачивание воздуха в насос, сальниковое уплотнение 10 снабжено кольцом гидравлического затвора 19, жидкость к которому подводится по сверлению 8. В корпусе 7 и в крышке насоса установлены сменные уплотнительные кольца 2 и 3. Корпус 7 насоса крепится на опорной стойке. Неуравновешенные радиальное и осевое усилия через вал 12 воспринимаются шарикоподшипниками 13. Иногда рабочее колесо 4 насоса выполняется неразгруженным, тогда осевое усилие воспринимается упорным подшипником.

На рисунке 2.19 изображен *одноступенчатый насос с двусторонним входом (D)*. Этот насос характеризуется двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу 4. Благодаря этому оно имеет симметричное исполнение и разгружено от осевого усилия. Подвод 5 к рабочему колесу 4 и отвод насоса спиральные. Корпус насоса имеет горизонтальный разъем. Это обеспечивает ремонт и замену деталей ротора без демонтажа трубопроводов и отсоединения электродвигателя. Сальниковые уплотнения вала в местах подвода насоса снабжены гидравлическими затворами 2, к которым под давлением по трубкам подается жидкость из отвода. Вал насоса защищен от износа сменными втулками, которые одновременно фиксируют рабочее колесо в осевом направлении. Уплотнение между рабочим колесом 4 и корпусом осуществляется сменными уплотняющими кольцами 3 и 6, закрепленными на рабочем колесе 4 и корпусе насоса. Радиальная нагрузка ротора воспринимается подшипниками скольжения. Для фиксации вала и восприятия возможного осевого усилия в корпусе левого подшипника установлен радиально-упорный подшипник 1.

Для создания больших напоров применяются *многоступенчатые насосы*. Промышленность выпускает несколько типов этих

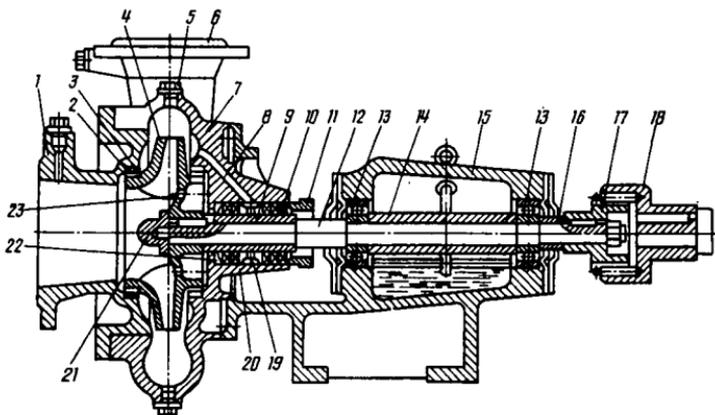


Рис. 2.18. Разрез центробежного консольного насоса:

1 — входной (всасывающий) патрубок; 2 — уплотняющее кольцо; 3 — защитное кольцо; 4 — рабочее колесо; 5 — пробка отверстия для подсоединения вакуум-насоса; 6 — выходной (нагнетательный) патрубок; 7 — спиральный корпус; 8 — сверление; 9 — втулка защитная; 10 — набивка сальника; 11 — крышка сальника; 12 — вал; 13 — шарикоподшипники; 14 — распорная втулка; 15 — стойка опорная с масляной ванной; 16 — втулка распорная; 17, 18 — полумуфты; 19 — кольцо гидравлического уплотнения; 20 — корпус сальника; 21 — чайка; 22 —Grundбуksа; 23 — разгрузочное отверстие.

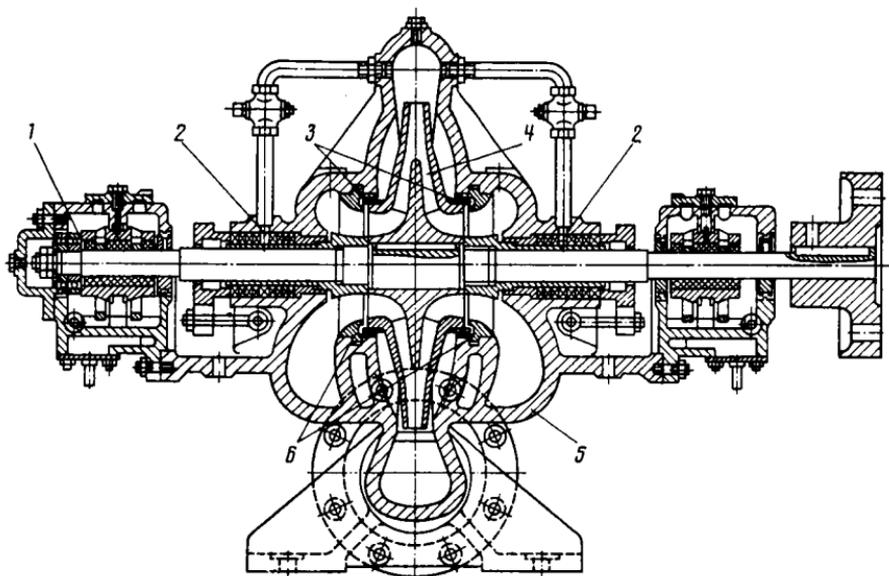


Рис. 2.19. Центробежный насос с двусторонним входом.

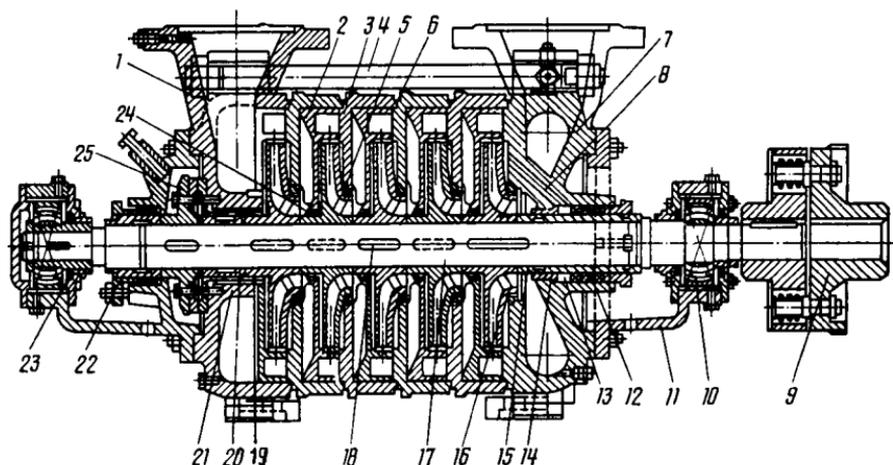


Рис. 2.20. Разрез многоступенчатого секционного центробежного насоса:

1 — выходной патрубок; 2 — направляющий аппарат; 3 — корпус секции; 4 — шпилька стяжная; 5 — защитно-уплотняющее кольцо; 6 — резиновый шнур; 7 — входной патрубок; 8 — канал гидравлического уплотнения сальника; 9 — муфта; 10 — радиальный роликоподшипник; 11 — кронштейн; 12 — сальник; 13 — кольцо гидравлического уплотнения; 14 — грундбукса; 15 — распорно-защитная втулка; 16 — рабочее лопастное колесо; 17 — вал; 18 — призматическая шпонка; 19 — щель подвода воды к гидравлической пяте; 20 — дистанционная втулка; 21 — втулка разгрузки; 22 — гайка-втулка; 23 — уплотнение в крышке подшипника; 24 — защитно-уплотняющее кольцо; 25 — гидравлическая автоматическая пята.

насосов. На рисунке 2.20 представлен разрез пятиступенчатого секционного центробежного насоса. Принцип работы тот же, что и у рассмотренных центробежных насосов. Особенность в том, что насос состоит из отдельных секций, стягиваемых шпильками. Жидкость поступает на первое рабочее колесо 16 через входной канал, выполненный во входной крышке 7. Далее через направляющий аппарат 2 жидкость поступает на следующее рабочее колесо. Пройдя все пять ступеней, вода выходит через выходной патрубок 1.

Секционность насоса позволяет при одной и той же подаче с помощью различного количества монтируемых ступеней (секций) варьировать его напором, изменяя только длину вала, стяжных шпилек и обводной трубки отвода воды от пяты. Гидравлическая пята 25 — это разгрузочное устройство, автоматически уравновешивающее осевое усилие и стремящееся сместить ротор насоса в сторону всасывания. Для создания противодействия осевым усилиям в гидравлическую пяту по щели 19 подводится вода от последней ступени насоса. От пяты 25 она отводится для уплотнения сальников на входе и далее попадает во всасывающую линию или отводится наружу. Подводимая к сальникам вода уплотняет и охлаждает их.

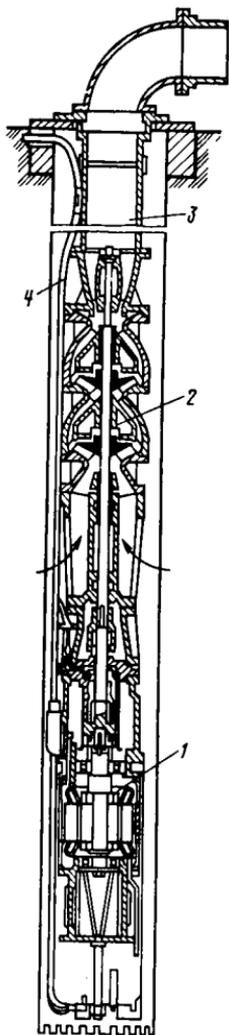


Рис. 2.21. Погружной многоступенчатый электронасос.

Гидравлическая пята 25 — ответственное устройство, ее неисправность приводит в негодность рабочие колеса и уплотнения из-за смещения ротора в сторону всасывания.

Многоступенчатые насосы имеют малые габариты при высоких напорах, однако демонтаж их неудобен, так как, кроме отсоединения трубопроводов, необходима разборка подшипников и сальников.

**Скважинные центробежные насосы** — вертикальные секционные насосы, устанавливаемые в скважине при водоснабжении, водопонижении и орошении. Эти насосы разделяются на две группы: насосы, монтируемые в скважине с приводом от двигателя, располагающегося над скважиной, и насосы, погружаемые вместе с электродвигателем под динамический уровень воды в скважине.

В первом случае насос соединяется с двигателем длинным трансмиссионным валом, монтируемым в водоподъемной трубе. В этих насосах используются радиальные и диагональные рабочие колеса. К установке скважинных насосов с трансмиссионным валом предъявляются высокие требования: строго вертикальное расположение вала трансмиссии, недопущение искривления скважины, тщательный монтаж. К недостаткам этих насосов следует отнести трудность эксплуатации и сложность монтажа и демонтажа насоса при ремонте, изнашивание вала от песка и коррозии.

И все же эти насосы имеют преимущества перед поршневыми штанговыми насосами и эрлифтами. Они менее металлоемки, чем штанговые насосы, и не требуют сложного оборудования, такого, как компрессоры в эрлифтных установках.

Указанные недостатки насосов с трансмиссионным валом послужили причиной создания погружных агрегатов — второй группы скважинных насосов.

Погружной многосекционный электронасос диагонального типа показан на рисунке 2.21. Насос 2 размещается ниже динамического уровня воды в скважине. Для привода таких насосов применяются погружные асинхронные водозаполненные электро-

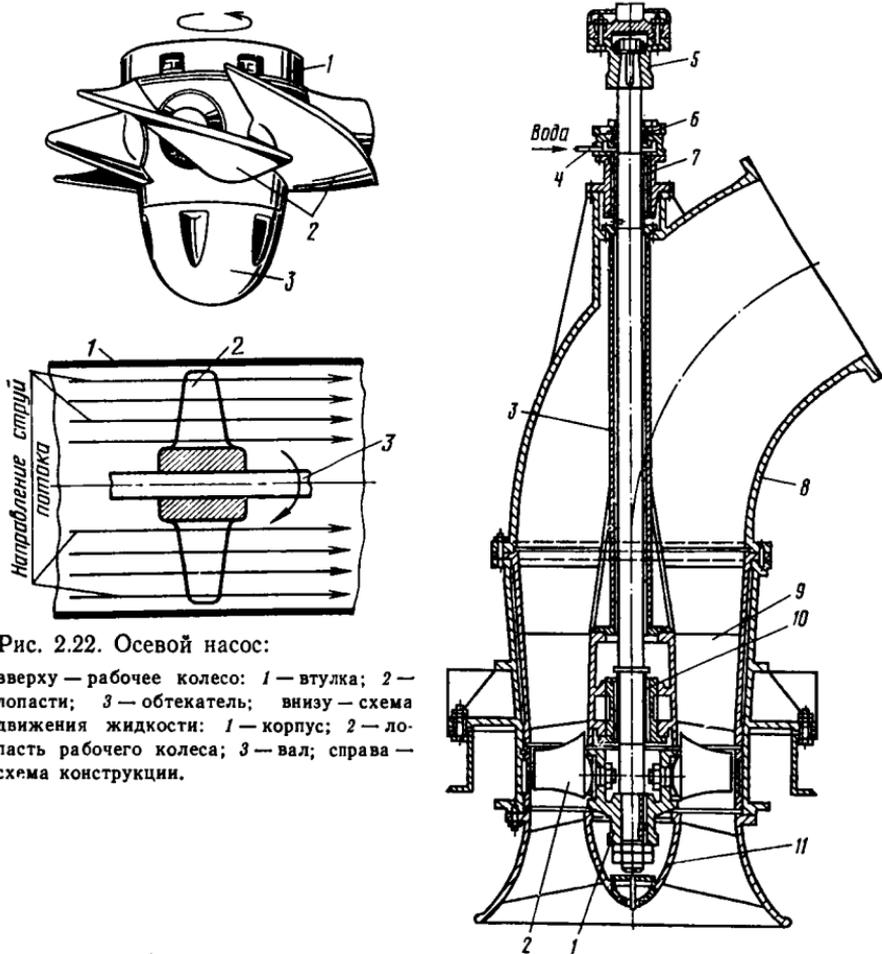


Рис. 2.22. Осевой насос:

вверху — рабочее колесо: 1 — втулка; 2 — лопасти; 3 — обтекатель; внизу — схема движения жидкости: 1 — корпус; 2 — лопасть рабочего колеса; 3 — вал; справа — схема конструкции.

двигатели 1 с короткозамкнутым ротором. Электродвигатель 1 располагается ниже насоса 2, вода в который проходит через приемную сетку, расположенную между насосом 2 и электродвигателем 1. Подшипники насоса 2 и электродвигателя 1 смазываются и охлаждаются водой. Вода от насоса 2 поступает в водоподъемную трубу 3, соединенную с ним специальным патрубком. Энергия к погруженному электродвигателю 1 подводится сверху по специальному кабелю 4.

**Осевые насосы.** Рабочее колесо осевого насоса представлено на рисунке 2.22 (вверху), а схема движения воды в рабочем колесе — на рисунке 2.22 (внизу). Струйки потока движутся параллельно оси насоса, благодаря чему этот тип лопастных насосов и получил название осевых. В действительности движение

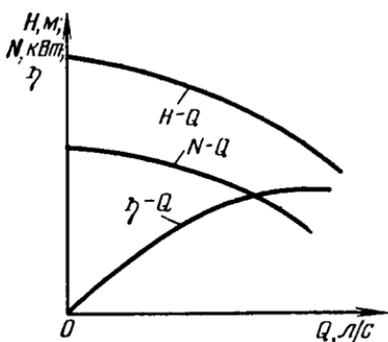


Рис. 2.23. Характеристика осевого насоса.

потока в насосе более сложное — помимо осевого перемещения, поток участвует в винтовом движении при сходе с лопастей рабочего колеса.

Схема конструкции осевого насоса с жестко закрепленными лопастями рабочего колеса показана на рисунке 2.22 (справа).

На втулке 1 рабочего колеса жестко закреплены лопасти 2. Втулка закрыта обтекателем 11, который обеспечивает плавный подвод жидкости к лопастям 2. Сойдя с лопастей 2, поток попада

ет на неподвижные лопасти направляющего аппарата 9, служащего отводом насоса. К отводу крепят колено 8 с напорным патрубком. Для привода рабочего колеса служит вал, установленный в двух направляющих подшипниках скольжения 10 и 7 с водяной смазкой. В этих целях применяется отфильтрованная вода, подводимая по трубке 4 в камеру над верхним подшипником 7, уплотненную сальником 6. Пройдя через зазор между вкладышем подшипника 7 и валом, по трубе 3 вода поступает к нижнему подшипнику 10, после которого — в основной поток. Вал насоса соединяется с валом электродвигателя жесткой муфтой 5. Осевое усилие и вес ротора воспринимаются пятой электродвигателя.

Промышленностью выпускаются также поворотнo-лопастные осевые насосы. В этих насосах положение лопастей рабочего колеса может регулироваться. Благодаря этому обеспечивается регулирование подачи насоса при высоких значениях КПД.

Осевые насосы преимущественно предназначаются для подачи больших расходов воды при сравнительно небольших напорах. Широко применяются эти насосы в осушительных насосных станциях, на судоходных шлюзах.

Характеристика осевого насоса, представленная на рисунке 2.23, характерна резким снижением напора при увеличении подачи. Это приводит к тому, что с увеличением подачи мощность насоса уменьшается. Для поворотнo-лопастных осевых насосов характеристика представляет собой более сложную номограмму с широким диапазоном изменения параметров насоса.

**Диагональные насосы (полуосевые).** Движение жидкой среды в рабочем колесе таких насосов происходит под углом к оси насоса (по диагонали). По конструкции они сходны с осевыми насосами. Рабочие колеса их выполняют или открытыми в виде конических пропеллеров, или закрытыми с движением потока по

диагонали. По своим гидравлическим параметрам эти лопастные насосы занимают среднее положение между центробежными и осевыми насосами. Они относятся к низко- и средненапорным насосам; они могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми. Отводы могут быть как спиральные, так и осевые.

### 1.11. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

**Основные понятия и технические показатели.** *Объемным* называют насос, в котором жидкость перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, периодически сообщаемой с местами входа и выхода жидкости.

Перемещение жидкости в объемном насосе осуществляется путем вытеснения ее из рабочей камеры рабочим органом. В качестве рабочего органа могут быть поршни, плунжеры, шестерни, винты, пластины и т. п. По характеру движения рабочего органа объемные насосы подразделяются на поршневые с возвратно-поступательным движением рабочего органа и роторные с вращательным или вращательно-поступательным движением рабочего органа.

Основные отличия объемных насосов от рассмотренных лопастных состоят в следующем:

— подача объемного насоса осуществляется циклически, а не равномерным потоком, как в лопастных насосах, причем за каждый цикл рабочего процесса подается порция, равная рабочему объему насоса;

— напорный трубопровод объемных насосов постоянно отделен от всасывающего соответствующими разграничивающими устройствами;

— объемный насос обладает способностью самовсасывания, т. е. способен создавать вакуум во всасывающей трубе;

— идеальная подача не зависит от развиваемого насосом давления;

— давление, создаваемое насосом, не зависит от скорости движения рабочего органа.

Средняя подача в секунду объемных насосов определяется по формуле

$$Q = \eta_Q \frac{Vn}{60}, \quad (2.81)$$

где  $V$  — рабочий объем насоса, т. е. объем жидкости, вытесняемый рабочим телом за один цикл (поворот вала кривошипа в поршневых и ротора в роторных насосах);  $n$  — число рабочих циклов в минуту;  $\eta_Q$  — объемный КПД насоса.

Объемный КПД насоса равен отношению действительной средней во времени подачи к идеальной теоретической средней

подаче:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}, \quad (2.82)$$

где  $\Delta Q$  — объемные потери в насосе (расход утечек).

В объемных насосах приращением кинетической энергии обычно пренебрегают, поэтому давление насоса

$$p = p_2 - p_1, \quad (2.83)$$

где  $p_2$  и  $p_1$  — соответственно давление на выходе и входе в насос.

Напор насоса

$$H = \frac{p_H}{\rho g}.$$

Полезная мощность насоса

$$N_n = Q p_H. \quad (2.84)$$

Мощность насоса (потребляемая)

$$N = M_n \omega_n, \quad (2.85)$$

где  $M_n$  — момент на валу насоса;  $\omega_n$  — угловая скорость вала.

КПД насоса — это отношение полезной мощности к мощности, потребляемой насосом:

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{Q p_H}{M_n \omega_n}. \quad (2.86)$$

В объемных насосах, как и в лопастных, различают гидравлический  $\eta_H$ , объемный  $\eta_Q$  и механический  $\eta_{\text{мех}}$  КПД.

Гидравлический КПД учитывает потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе:

$$\eta_H = \frac{p_2 - p_1}{p_{\text{ин}}} = \frac{p_H}{p_{\text{ин}}}, \quad (2.87)$$

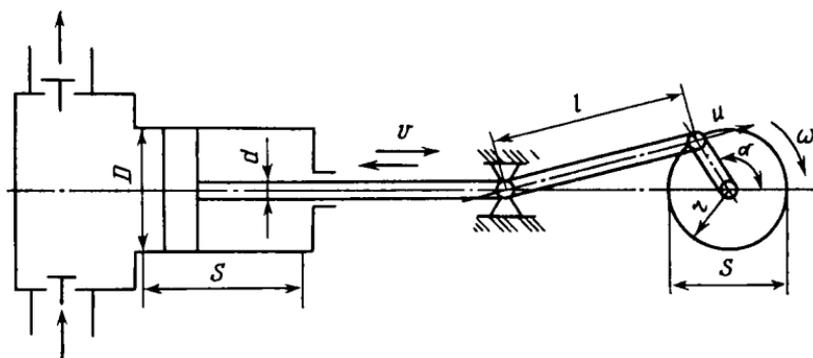
где  $p_{\text{ин}}$  — индикаторное давление, создаваемое в рабочей камере насоса и соответствующее теоретическому напору.

Объемный КПД учитывает потери, связанные с утечками жидкости через зазоры, и определяется зависимостью (2.82).

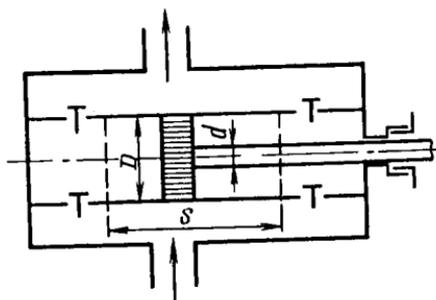
Механический КПД, учитывающий потери на трение в механизмах насоса

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N - \Delta N_{\text{мех}}}{N} = \frac{N_{\text{ин}}}{N}, \quad (2.88)$$

где  $N_{\text{ин}}$  — индикаторная мощность, сообщаемая жидкости в рабочей камере и соответствующая гидравлической мощности в лопастных насосах;  $N_{\text{ин}} = Q_T p_{\text{ин}}$ .



a



b

Рис. 2.24. Схема поршневого насоса:

a — простого действия; б — двойного действия.

Если зависимость (2.85) умножить и разделить на  $N_{ин}$ , получим

$$\eta = \frac{Q p_n}{N} \frac{N_{ин}}{Q_T p_{ин}} = \frac{p_n}{p_{ин}} \frac{Q}{Q_T} \frac{N_{ин}}{N} = \eta_\Gamma \eta_Q \eta_{мех}, \quad (2.89)$$

т. е. КПД насоса (общий) равен произведению частных КПД — гидравлического, объемного и механического, что аналогично зависимости (2.9).

**Поршневые насосы.** При большом разнообразии конструкций можно все их подразделить на три группы: а) насосы одностороннего (простого) действия; б) насосы двойного действия; в) насосы тройного действия.

Схема устройства поршневого насоса простого действия представлена на рисунке 2.24, а.

За один оборот вала (двойной ход поршня) насос совершает один такт всасывания и один такт нагнетания.

Вытесняемый объем воды за один цикл определится следующим образом:

$$V = SF,$$

где  $F$  — площадь поршня,  $m^2$ ;  $S$  — ход поршня, м.

Отсюда получаем

$$Q = \eta_Q \frac{SFn}{60} . \quad (2.90)$$

Схема устройства поршневого насоса двойного действия показана на рисунке 2.24, б.

В насосе двойного действия за один оборот вала кривошипа происходит два такта нагнетания и всасывания. Подача этого насоса равномернее, чем у насоса простого действия.

За один оборот вала кривошипа вытесняемый поршнем объем равен:

$$V = SF + S(F - f) = (2F - f)S,$$

где  $f$  — площадь штока поршня, м<sup>2</sup>.

Средняя подача насоса определяется зависимостью

$$Q = \eta_Q \frac{(2F - f)Sn}{60} . \quad (2.91)$$

Насос тройного действия представляет собой строенный насос простого действия. Отсюда средняя подача выразится:

$$Q = 3\eta_Q \frac{FSn}{60} . \quad (2.92)$$

Если пренебречь площадью штока  $f$  при определении подачи насоса, то его секундная подача может быть определена из общей формулы

$$Q = \eta_Q i \frac{FSn}{60} , \quad (2.93)$$

где  $i$  — число действий насоса (для насоса одинарного действия  $i=1$ , двойного  $i=2$ , тройного  $i=3$  и т. д.).

К достоинствам поршневых насосов относятся: довольно высокий КПД; независимость напора от подачи; способность перекачивания жидкостей с различной вязкостью; хорошая всасывающая способность.

Им присущи и серьезные недостатки: неравномерная подача и резкие колебания давления, тихоходность насосов, высокие относительные стоимость и металлоемкость.

Нами рассмотрены значения средних подач поршневых насосов во времени, однако поршень, приводимый кривошипно-шатунным механизмом, имеет переменную скорость как по величине, так и по направлению. Отсюда действительная подача  $Q_t$  во времени будет также переменной.

При обычных для таких конструкций насосов отношениях длины шатуна и кривошипа  $l/r \geq 4 \dots 5$  (рис. 2.25, а), и прибли-

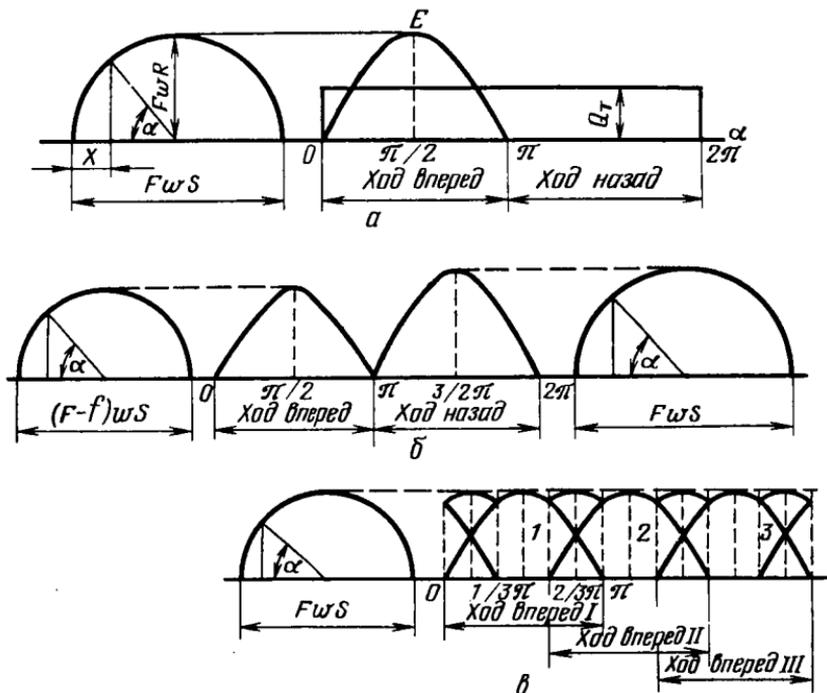


Рис. 2.25. Графики подачи поршневых насосов:

а — простого действия; б — двойного действия; в — тройного действия.

женно можно полагать скорость штока  $v$  равной проекции окружной скорости  $u$  на ось  $X$ , т. е.

$$v = u \sin \alpha = \omega r \sin \alpha,$$

где  $r$  и  $\omega$  — соответственно радиус и угловая скорость кривошипа.

Тогда мгновенная подача (т. е. подача при данном угле положения кривошипа) насоса простого действия при  $\eta_Q = 1$  выразится:

$$Q_t = Fu = F\omega r \sin \alpha. \quad (2.94)$$

Для насоса двойного действия эта формула справедлива только при движении поршня влево, а при движении поршня вправо:

$$Q_t = (F - f)\omega r \sin \alpha. \quad (2.95)$$

Полученные формулы показывают, что мгновенная подача поршневого насоса меняется по закону синусоиды.

На рисунке 2.25 представлены графики подачи насосов прос-

того, двойного и тройного действия. Каждая ордината ветви синусоиды равна  $Q_t$  при данном  $\alpha$ .

Отношение  $Q_{\max}/Q$  называется *степенью неравномерности подачи*. Определим ее значение для насоса простого действия:

$$Q = \frac{SF_n}{60} \quad \text{при } \eta = 1, \quad \text{а } Q_{\max} = F\omega r, \quad \text{тогда}$$

$$\frac{Q_{\max}}{Q} = \frac{F\omega r 60}{SF_n}; \quad \text{так как } S = 2r, \quad \text{а } \omega = \frac{2\pi n}{60},$$

то получаем  $\frac{Q_{\max}}{Q} = \pi = 3,14$ .

Для насоса двойного действия  $Q_{\max}/Q = \pi/2$ , а тройного действия —  $\pi/3$ , т. е. получаем практически равномерную подачу.

Равномерность подачи поршневого насоса простого или двойного действия можно резко повысить, если установить нагнетательный воздушный колпак. В такт нагнетания вода поступает частично в колпак, сжимая воздух. В период отсутствия подачи вода под давлением воздуха поступает в нагнетательную линию.

При длинной всасывающей линии для более равномерного режима всасывания также применяют всасывающий воздушный колпак.

Изложенный выше материал о всасывании центробежного насоса относится и к поршневым насосам. Различие состоит лишь в наличии неустановившегося движения жидкости, что приводит к возникновению дополнительного сопротивления. Но при установке всасывающего колпака эти явления резко снижаются.

Характерная особенность работы поршневых насосов состоит в том, что развиваемое давление не зависит от подачи и определяется характеристикой трубопровода.

Обычно строят кривую влияния давления в насосе на его подачу (см. рис. 2.26). Как видим, теоретическая подача не зависит от давления. Действительная же подача с увеличением давления несколько падает из-за увеличения объемных потерь в насосе. Фактическое давление, развиваемое насосом, определяется точками *A* или *B* пересечения характеристик трубопровода и зависимостью  $p-Q$ . При достижении максимального давления в насосе (точка *M*) происходит открытие предохранительного клапана. Из изложенного ясно, что запуск поршневых насосов надо осуществлять при открытой задвижке на нагнетательной линии.

Регулирование подачи поршневого насоса осуществляют путем изменения  $\eta_Q$  посредством установки регулируемого перепускного клапана, через который часть жидкости из нагнетательного трубопровода или рабочей камеры направляется снова во всасывающую трубу.

**Роторные насосы.** К роторным насосам относятся: а) шестеренные насосы; б) винтовые; в) роторно-шиберные; г) радиально-поршневые; д) аксиально-поршневые и др.

В отличие от поршневых, роторные насосы не имеют (как правило) всасывающих и нагнетательных клапанов. Эти насосы применяются для перекачивания чистых масел и нефтепродуктов, т. е. хорошо смазывающих жидкостей.

Средняя подача роторных насосов определяется по общей формуле (2.80), в которой  $V$  — объем жидкости, подаваемый за один оборот ротора, определяется в зависимости от типа насоса.

Давление нагнетания роторных насосов, как и поршневых, определяется характеристикой трубопровода. При возрастании давления подача несколько падает за счет увеличения утечек, т. е. снижения  $\eta_Q$ .

Мощность роторных насосов также определяется по зависимости 
$$N = \frac{PQ}{\eta}$$
.

Частота вращения насоса указывается в каталоге. Характеристика насоса может меняться путем изменения  $n$ . Подача и мощность при этом меняются в соответствии с приведенными ранее формулами.

Предельная допустимая высота всасывания определяется также условием недопущения кавитации.

**Шестеренные насосы.** Это наиболее распространенный тип роторных насосов. Рабочий орган шестеренного насоса — это пара шестерен — ведущая и ведомая (см. рис. 2.27). Зубья шестерен перемещают жидкость из области всасывания 3 в область нагнетания 5. Эти области изолируются друг от друга при зацеплении шестерен 1 и 4, приводимых во вращение валом 2. Всасывание обеспечивается тем, что жидкость захватывается впадинами зубчатых колес из всасывающего пространства и при вращении колеса перемещается в полость нагнетания до места зацепления колес, где зубья одного колеса вытесняют жидкость из впадин другого.

Для ограничения давления в насосе, как правило, устраивают предохранительный клапан, давление открытия которого

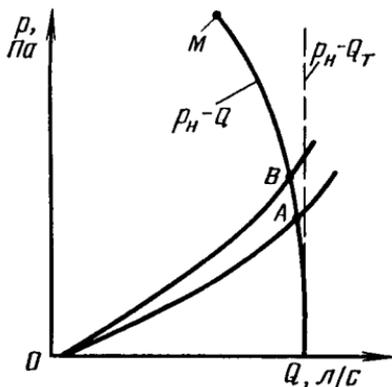


Рис. 2.26. Влияние давления на подачу поршневого насоса.

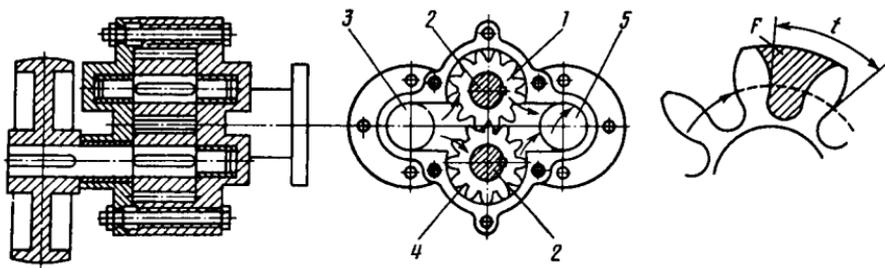


Рис. 2.27. Схема шестеренного насоса.

регулируется пружиной. Применяются шестеренные насосы в системах смазки, в гидросистемах тракторов, автомобилей, станков, гидropередачах и т. п. Промышленность выпускает насосы с подачей от 0,22 до 144 м<sup>3</sup>/ч и давлением 0,4 до 2,5 МПа.

Объем  $V$ , вытесняемый насосом за полный оборот,

$$V = 2z\Omega b,$$

где  $\Omega$  — площадь впадины между зубьями;  $b$  — ширина зуба;  $z$  — число зубьев одной шестерни.

По рекомендации профессора Т. М. Башта, площадь впадины можно выразить через площадь зуба  $\Omega_3$ :

$$\Omega = 1,1\Omega_3, \text{ тогда } 1,1z\Omega_3 = 1,1\pi D_n m,$$

где  $D_n$  — диаметр начальной окружности ведущей шестерни, м;  $m$  — модуль зацепления.

Тогда получим

$$V = 2,2\pi D_n m b \text{ и } Q = 2,2\eta_Q \pi D_n m b n. \quad (2.96)$$

Характеристика объемного насоса обычно представляет зависимость подачи, мощности и КПД от давления, развиваемого насосом. Общий вид характеристики шестеренного насоса представлен на рисунке 2.28.

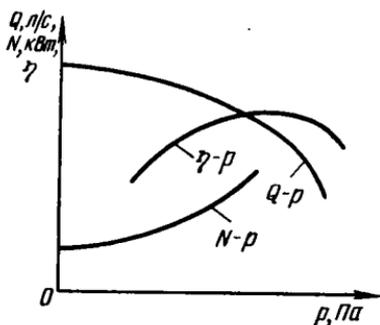


Рис. 2.28. Характеристика шестеренного насоса.

Резкий перегиб кривой  $Q - p$  соответствует началу срабатывания предохранительного клапана.

**Винтовые насосы.** Наиболее широкое распространение получили трехвинтовые насосы, но применяются и двухвинтовые.

Жидкость в этих насосах перемещается вдоль оси во впадинах между винтовыми поверхностями, герметически отделяющими приемную часть от напорной.

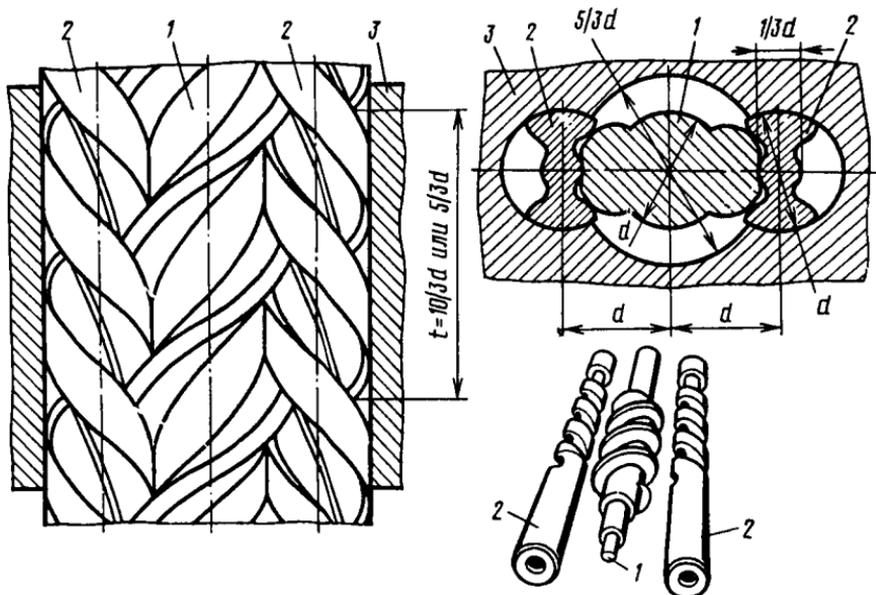


Рис. 2.29. Схема трехвинтового насоса.

Широкому распространению этих насосов способствует их высокий КПД. Они обладают строго равномерной подачей, работают без шума, отличаются малой массой. Выпускаются насосы с подачей от 0,3 до 800 м<sup>3</sup>/ч при давлении нагнетания 0,5... 25 МПа и КПД 60...80%. Применяются для перекачки жидкостей, обладающих смазывающей способностью, при отсутствии абразивных примесей.

Схема рабочей части трехвинтового насоса показана на рисунке 2.29. Стальные винты ведущий 1 и ведомые 2 заключены в обойму 3. Нарезка винтов двухзаходная с циклоидным зацеплением: левая — на ведущем винте и правая — на ведомых винтах.

Подачу трехвинтовых насосов ( $Q$ , м<sup>3</sup>/мин) можно определить для соотношений размеров, указанных на рисунке, по формуле

$$Q = \frac{3\pi t n}{16} (D^2 - d^2), \quad (2.97)$$

где  $t$  — шаг винта, м;  $D$  — внешний диаметр среднего (ведущего) винта, м;  $d$  — диаметр внутренней окружности среднего винта, м (равен внешнему диаметру ведомых винтов);  $n$  — частота вращения насоса, мин<sup>-1</sup>.

**Роторно-пластинчатые насосы.** Простейшая схема такого насоса представлена на рисунке 2.30. В корпусе 1 вращается массивный ротор 2, эксцентрично расположенный относительно внутренней цилиндрической поверхности статора. В радиальных па-

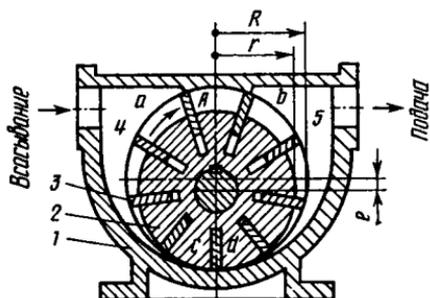


Рис. 2.30. Схема роторно-пластинчатого насоса.

зах, выфрезированных в роторе 2, перемещаются пластины 3. Внутренняя полость корпуса 1 выполнена так, что полость всасывания 4 и полость нагнетания 5 отделены одна от другой пластинами и внутренней цилиндрической поверхностью корпуса.

Вследствие наличия эксцентриситета  $e$  при вращении ротора 2 жидкость переносится из полости 4 в полость 5 в межлопастных пространствах А.

Если эксцентриситет  $e$  уменьшать смещением ротора вверх, то и в нижней части ротора будет образовываться межлопастное пространство. При  $e=0$  объемы межлопастных пространств меняться не будут и подача будет равна нулю.

**Радиально-поршневые насосы.** В радиально-поршневом насосе поршни 1 (рис. 2.31) вращаются вместе с ротором-блоком цилиндров 2 и одновременно участвуют в возвратно-поступательном движении в радиальном направлении внутри цилиндров. Это происходит из-за эксцентричного расположения ротора относительно статора. При вращении сферические головки поршней упираются в кольцевую направляющую внутренней поверхности статора.

Ход поршня за половину оборота ротора определен эксцентриситетом  $e$ :  $h=2e$ .

Подача каждого поршня за один оборот

$$V_n = 2eF,$$

где  $F$  — площадь поршня,  $\text{м}^2$ .

Тогда рабочий объем и теоретическая подача насоса в минуту определяются так:

$$V = zV_n = 2ezF; \quad Q = 2eFzn,$$

где  $z$  — число поршней;  $n$  — частота вращения ротора,  $\text{мин}^{-1}$ .

Распределение жидкости осуществляется неподвижной цапфой 3 с прорезями 4 и 5, образующими всасывающую и нагнетательную полости. При вращении каждый цилиндр половину оборота (при выдвигании поршня) соединен окном с прорезью 4, а другую половину (при выдвигании поршня) — с прорезью 5.

Осевые отверстия 6 и 7 соединяют прорези с подводящей и отводящей линиями.

График подачи радиально-поршневых насосов равномерный. Регулирование подачи может осуществляться изменением экс-

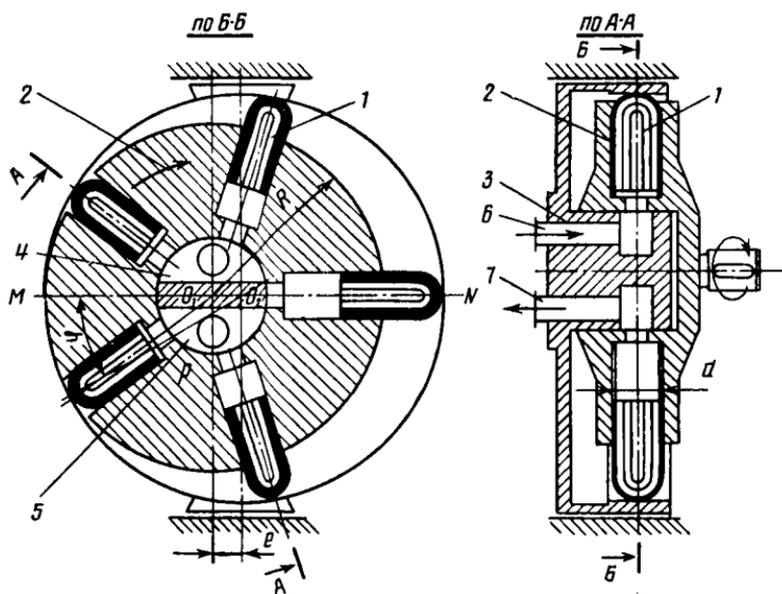


Рис. 2.31. Схема радиально-поршневого насоса.

центриситета  $e$ . В насосах с регулируемой подачей предусмотрена возможность изменения эксцентриситета на ходу машины. Для этого статор насоса выполняется так, что имеет возможность перемещаться относительно вращающегося ротора. Переход центра статора через центр ротора ведет к изменению направления подачи насоса. В элементах гидропривода это ведет к изменению направления вращения гидромотора. Давление, развиваемое радиально-поршневым насосом, может достигать 30 МПа.

**Аксиально-поршневые насосы.** Аксиально-поршневые насосы отличаются наибольшей компактностью и имеют, как правило, наименьшую массу в сравнении с другими насосами при передаче равной мощности. Малые радиальные габариты насоса обеспечивают им малые моменты инерции, поэтому они способны быстро изменять частоту вращения. Эти динамические свойства обеспечили их широкое применение в качестве регулируемых насосов в гидроприводах.

По кинематическим схемам различают аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском.

Принципиальная схема устройства насоса с наклонным диском представлена на рисунке 2.32. В роторе 1 (блоке цилиндров) вдоль его оси выполнены цилиндры, в которых перемещаются под действием пружины поршни 2. Сферические головки порш-

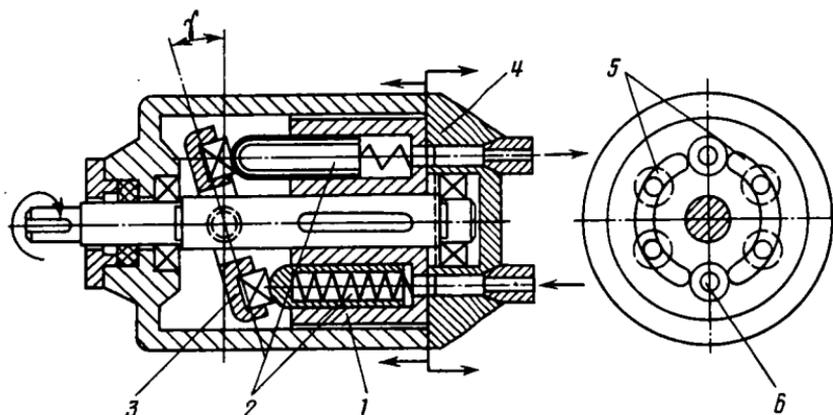


Рис. 2.32. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском.

ней упираются в диск 3, плоскость которого наклонена к перпендикулярной оси вала диска под углом  $\gamma$ . В регулируемых насосах угол наклона диска может меняться в процессе работы насоса, благодаря чему меняются ход поршня и подача насоса.

Для подвода и отвода жидкости от цилиндров служит торцевая распределительная система, выполненная в виде двух полукольцевых полостей 5, с которыми периодически сообщаются полости цилиндров через окна 6. Одна из полукольцевых полостей соединена со всасывающей линией, другая — с нагнетательной. При вращении блока цилиндров поршень, упираясь в наклонный диск, периодически то выдвигается из цилиндра, осуществляя такт всасывания, то задвигается, осуществляя такт нагнетания жидкости.

За один ход поршень совершает подачу объемом  $V_n = FS$ . Ход поршня  $S = D \operatorname{tg} \gamma$ , где  $D$  — диаметр окружности, на которой расположены оси цилиндров.

Объем жидкости, поступающий в трубопровод за один оборот ротора, определится следующим образом:

$$V = FD \operatorname{tg} \gamma z,$$

где  $z$  — число цилиндров (поршней);  $F$  — площадь поршня,  $\text{м}^2$ .

Подача насоса в минуту

$$Q_T = FD \operatorname{tg} \gamma z n, \quad (2.98)$$

где  $n$  — частота вращения ротора,  $\text{мин}^{-1}$ .

Зависимость (2.98) показывает, что подача насоса может меняться путем изменения угла наклона диска  $\gamma$ .

В насосах с наклонным блоком во вращение приводится диск, шарнирно соединенный с поршнями, оси которых имеют наклон к диску, благодаря чему совершается их возвратно-поступательное движение.

### **1.12. ВИХРЕВЫЕ И СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ. (НАСОСЫ ТРЕНИЯ)**

**Вихревые насосы.** Конструкция вихревого насоса представлена на рисунке 2.33 (вверху). Рабочий орган насоса — рабочее колесо 1, представляющее собой диск, по бокам которого по внешнему диаметру, посредством фрезеровки выполнены лопатки 2. Рабочее колесо располагается в корпусе 3 насоса, концентрично кольцевому каналу 4, охватывающему торец рабочего колеса 1. Кольцевой канал выполнен в боковых и периферийной стенках корпуса. Канал прерывается перемышкой 5, расположенной между всасывающим 6 и нагнетательным 7 патрубками. Перемышка служит уплотнением между напорной и входной полостями. На напорном патрубке может монтироваться дополнительный узел 8, служащий для обеспечения самовсасывания насоса.

Принцип работы насоса состоит в следующем. При вращении рабочего колеса 1 частицы жидкости в ячейках вращаются вместе с колесом и за счет трения увлекают частицы жидкости, расположенные в кольцевом канале, охватывающем рабочее колесо. Одновременно на частицы между лопастями действует центробежная сила и они выбрасываются в кольцевой канал, а затем снова попадают на колесо, совершая вихревое движение, указанное стрелкой на рисунке 2.33 (внизу).

В результате происходит развитие движения с высокими тангенциальными скоростями с одновременным образованием и разрушением вихрей и действием на жидкость центробежных сил.

Напор вихревого насоса в 4...6 раз больше, чем центробежного, при тех же габаритах и частоте вращения.

Большинство вихревых насосов самовсасывающие, т. е. обладают способностью при запуске засасывать жидкость без предварительного заполнения подводящего трубопровода. Для этой цели в колпаке 9 размещен воздухопровод 10. В канале насоса благодаря интенсивному перемешиванию образуется газожидкостная эмульсия. Проходя через газоотвод, эмульсия закручивается, воздух собирается в центре и отводится через трубки, а жидкость по боковым каналам снова поступает на лопатки рабочего колеса. Снабженный узлом 8 вихревой насос способен перекачивать водовоздушную эмульсию.

Благодаря компактности, высоким напорам, самовсасывающей способности, вихревые насосы получили широкое применение

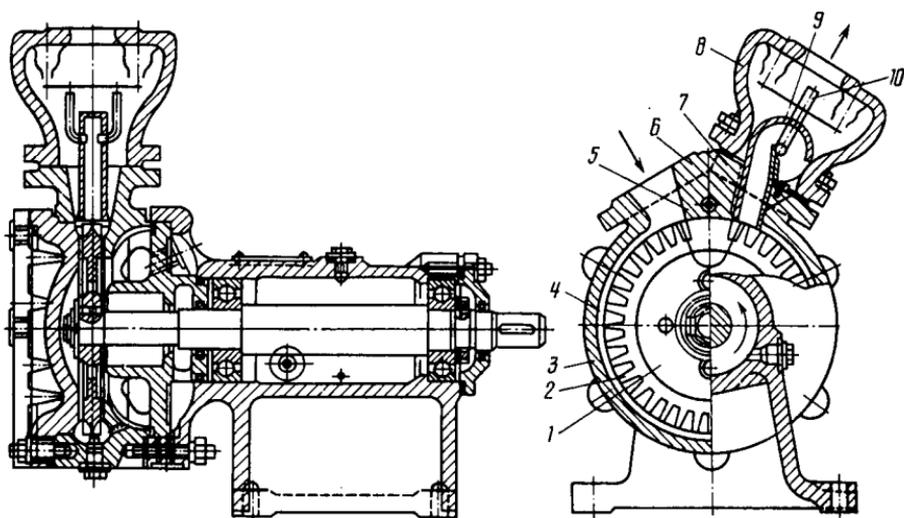
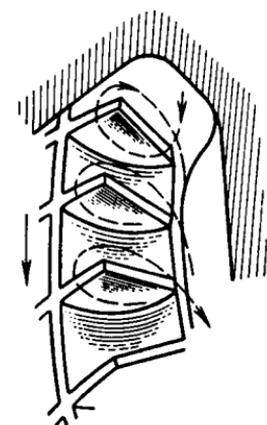


Рис. 2.33. Вихревой насос:

вверху — схема конструкции; внизу — схема движения жидкости.

при перекачке легколетучих жидкостей, жидкостей, насыщенных газами, и химически агрессивных жидкостей.

**Струйные насосы.** В струйных насосах подача осуществляется за счет передачи энергии перекачиваемой жидкости от высокоскоростного рабочего потока. Струйный насос, схема которого представлена на рисунке 2.34, а, содержит: напорную трубу 2 с соплом 3, из которого с большой скоростью вытекает струя жидкости, попадающая в смесительную камеру 4, заполненную перекачиваемой жидкостью. Рабочая струя, смешиваясь с жидкостью



в рабочей камере, придает ей скорость, увлекая по диффузору 5 в напорный трубопровод 6. На место жидкости, отведенной в напорный трубопровод, по трубе 1 поступают новые порции.

Схема насосной установки со струйным насосом изображена на рисунке 2.34, б. Для подъема воды расходом  $Q$  на высоту  $H$  используется струя с расходом  $Q_p$  и напором  $H_p$ . Тогда КПД насоса

$$\eta = \frac{QH}{Q_p H_p} . \quad (2.99)$$

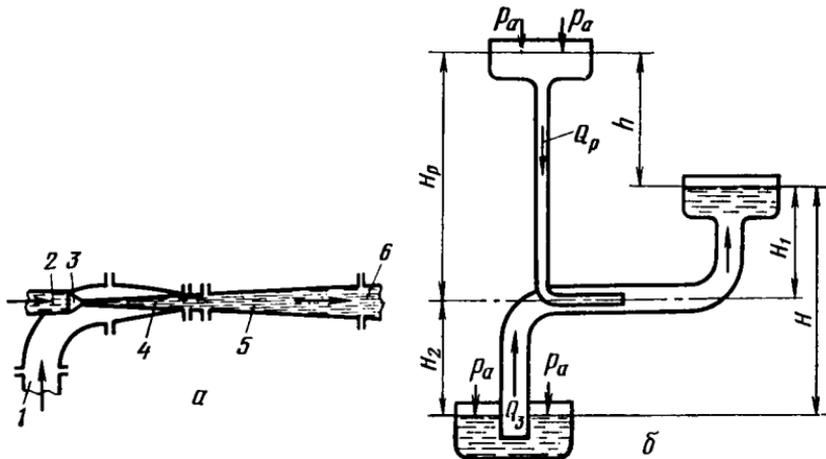


Рис. 2.34. Водоструйный насос:  
 а — схема насоса; б — схема установки насоса.

Значение КПД насоса невелико (0,2...0,5).

Напор для рабочей жидкости может быть создан каким-либо другим насосом.

Струйные насосы распространены довольно широко благодаря простоте устройства, малым габаритам, отсутствию подвижных рабочих частей в конструкции. Насосы способны подавать агрессивную жидкость, воду со значительным объемом абразивных примесей. Водоструйные водоподъемные установки применяются для подачи воды из скважин и шахтных колодцев для водоснабжения.

## Глава 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

### 2.1 ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

*Гидравлическим двигателем* называется объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей среды в энергию движения выходного звена.

Гидравлические двигатели подразделяются на объемные гидродвигатели и турбины.

*Объемные гидродвигатели* по характеру движения выходного звена делятся на гидроцилиндры (с поступательным движением выходного звена), поворотные гидродвигатели (с ограниченным углом поворота выходного звена) и гидромоторы (с неограниченным углом поворота выходного звена).