

ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

Взаимодействие потока со стенками вращающегося канала.

Тело K (рис. 9.1) массой m движется с абсолютной скоростью V . Вектор количества движения равен произведению массы тела и его скорости и направлен вдоль вектора V скорости. Момент количества движения тела K относительно т. O

$$L = mVR \cos \alpha,$$

где R – радиус.

Изменение этого момента с течением времени равно моменту внешних сил (нагрузки), действующих на это тело:

$$dL/dt = M_{\text{нагр}}.$$

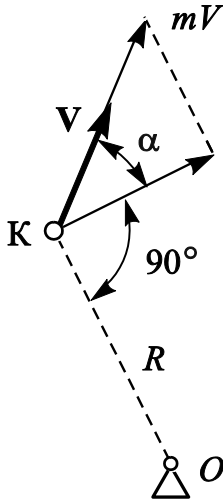


Рис. 9.1. Схема определения момента количества движения

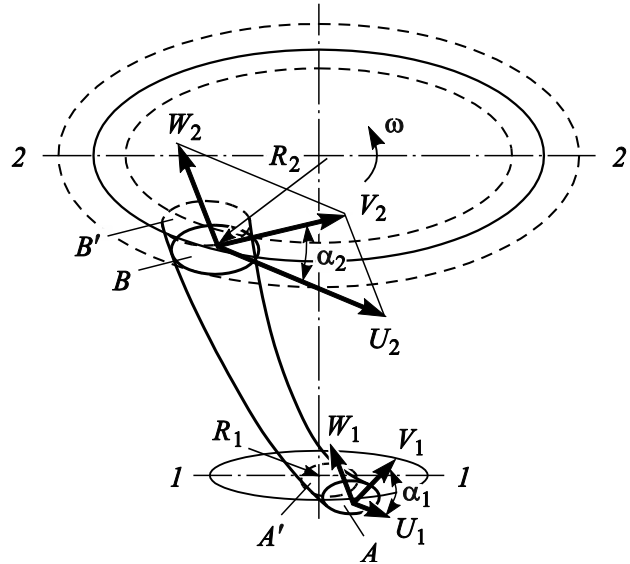


Рис. 9.2. Схема течения потока рабочей жидкости во вращающемся канале

В равномерно вращающемся канале (рис. 9.2) при установившемся течении потока жидкости массовый расход Q_m одинаков через входное $1-1$ и выходное $2-2$ сечения, перпендикулярные оси вращения. Для выделенного сечениями $1-1$ и $2-2$ в этом канале объема жидкости введем следующие обозначения: V_1 и V_2 – абсолютные скорости движения жидкости; U_1 и U_2 – (переносные) окружные скорости; W_1 и W_2 – скорости относительно канала; $V_{1U} = V_1 \cos \alpha_1$ и $V_{2U} = V_2 \cos \alpha_2$ – окружные составляющие абсолютной скорости; R_1 и R_2 – радиусы траектории вращения входного и выходного сечений канала.

Через некоторый промежуток времени dt выделенный объем переместится в положение 1^1-1^1 и 2^1-2^1 . Объем протекающей через сечение $1-1$ жидкости за это время может быть представлен объемом 1^1-1^1-1-1 и соответственно равен Qdt , где Q – объемный расход жидкости во вращающемся канале. Для случая использования практически несжимаемой жидкости объем 2^1-2^1-2-2 вытекающей жидкости через сечение $2-2$ равен объему 1^1-1^1-1-1 протекающей через сечение $1-1$ потока.

Секундное изменение момента количества движения жидкости, находящейся в канале, происходит за счет момента M сил, с которыми стенки канала действуют на поток жидкости в канале, т. е. $dL/dt = M_{\text{нагр}}$. Силы давления, действующие в сечениях $1-1$ и $2-2$, момента не создают, так как нормальны плоскости сечений и параллельны оси вращения. Силы трения на поверхностях канала пренебрежимо малы. В результате можно записать:

$$M_{\text{нагр}} = Q_m (V_{2U} R_2 - V_{1U} R_1),$$

где Q_m – массовый расход через колесо, который при установившемся движении одинаков через сечения $1-1$ и $2-2$.

Если распространить полученное уравнение на систему каналов (бесконечное число каналов), обеспечивающих одинаковость траекторий всех частиц в относительном движении и направленность их по касательной к поверхности канала и образующих кольцо – колесо, то можно получить представление о насосном колесе.

В этом случае количество РЖ, проходящей через колесо, называют подачей в единицу времени, а момент на валу – это момент сил, с которыми рабочее колесо воздействует на находящуюся в нем жидкость.

Такой насос называют динамическим, так как в нем РЖ перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса. В таком насосе механическая энергия потока РЖ на выходе определяется кинетической составляющей механической энергии потока РЖ.

В насосе момент сил, действующих со стороны потока на стенки канала, направлен против вращения канала, в гидродвигателе (гидротурбине) направлен по вращению.

Простейшая схема.

В лопастном насосе РЖ перемещается благодаря силовому воздействию на нее системы лопастей. Проточная часть этого насоса с осевой трубой подвода **а** и спиральным отводом **в** РЖ изображена на рис. 9.3.

Рабочее колесо, предназначенное для преобразования механической энергии вращающегося вала в механическую энергию потока РЖ, представляет собой конструкцию, содержащую несколько лопастей (обычно 4–9), которые расположены в плоскости, перпендикулярной оси вращения. Лопасти (конечное число) изогнуты в сторону, противоположную направлению вращения, и спрофилированы таким образом, что при вращении рабочего колеса возникают силы, противодействующие этому движению.

Гидромашина работает в режиме насоса, если подводимая энергия преобразуется в потенциальную и кинетическую составляющие механической энергии потока РЖ.

Жидкость по лопастному каналу движется от центра к периферии (по выпуклой стороне лопасти). Поток РЖ ограничен лопастями, передним и задним дисками рабочего колеса **1** и **2**.

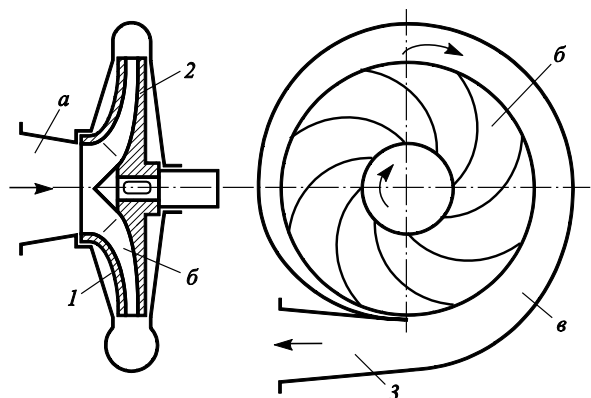


Рис. 9.3. Конструктивная схема лопастного насоса:
а, в – подвод и отвод РЖ соответственно; б – лопастной канал; 1 – задний диск; 2 – передний диск; 3 – диффузор

Входное устройство осуществляет подвод потока жидкости к рабочему колесу с наименьшими энергетическими потерями. Отводящее устройство (в основном это спиралевидный канал с диффузором) собирает РЖ, выходящую с лопастей рабочего колеса, уменьшает скорость ее движения, преобразуя при этом кинетическую составляющую механической энергии потока жидкости в ее потенциальную составляющую, что повышает давление (преобразование скоростного напора в гидростатический напор – давление) с возможно меньшими гидравлическими потерями и обеспечивает симметрию потока на выходе из рабочего колеса.

Проточная часть насоса образуется стенками входного устройства, рабочего колеса и отводящего устройства. Стенки входного и отводящего устройств неподвижны, так что скорости движения потока относительно стенок будут абсолютными.

Рабочее колесо совершает вращательное движение, которое является переносным, а скорости движения потока относительно стенок межлопастных каналов будут относительными. Анализ кинематики потока РЖ в рабочем колесе целесообразно проводить методом построения плана скоростей. В теории лопастных насосов план скоростей чаще называют треугольником скоростей. Абсолютная скорость в области рабочего колеса представляет собой векторную сумму относительной и переносной скоростей (рис. 9.4, а, б), т. е. $V = W + U$. Векторный треугольник скоростей определяется геометрическим положением рассматриваемых точек потока: **1** – на входе (рис. 9.4, в) и **2** – на выходе (рис. 9.4, г) из рабочего колеса.

Для упрощения понимания процессов примем несколько допущений.

Траектории всех частиц при относительном движении (в межлопастном канале) одинаковы и совпадают с контурами лопасти. Относительные скорости движения частиц РЖ, лежащих на одной окружности, одинаковы и направлены по касательной к поверхности лопасти в рассматриваемой точке.

Принятые допущения называют схемой бесконечного числа лопастей.

В действительности давление на лицевой стороне лопасти (передняя сторона лопасти по отношению к направлению ее движения) выше, чем на ее тыльной стороне.

Согласно уравнению Бернулли, при высоком давлении скорость движения РЖ уменьшается. Поэтому относительная скорость частиц РЖ, движущихся по лицевой стороне лопасти, меньше относительной скорости частиц, движущихся вдоль ее тыльной стороны. Траектории частиц, непосредственно примыкающих к лопасти, совпадают по форме с контурами лопасти, траектории остальных частиц отличаются. В соответствии с этой схемой относительная скорость направлена по касательной к лопасти; окружная – по касательной к окружности в точке **К** в сторону вращения рабочего колеса.

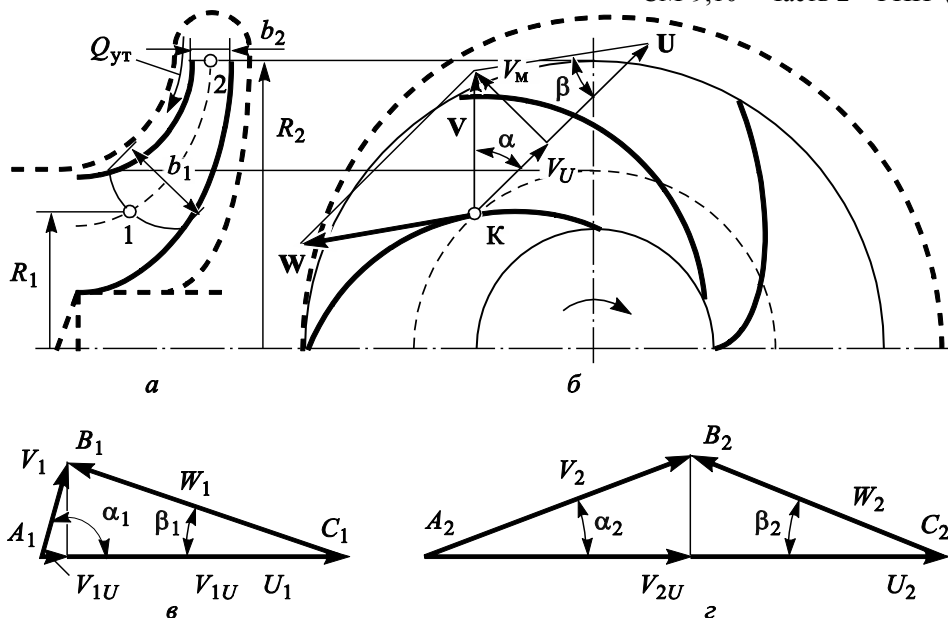


Рис. 9.4. Схемы продольного профиля проточной части (а), расположения лопастей лопастного насоса (б) и треугольники скоростей на входе (е) и выходе (з) рабочего колеса

Разложим абсолютную скорость на две взаимно перпендикулярные составляющие: V_U – окружная составляющая абсолютной скорости; V_m – меридиональная, представляющая собой проекцию абсолютной скорости на плоскость, проходящую через ось колеса и точку K .

Основное уравнение напора. В лопастном насосе объем РЖ ограничен изнутри и по периферии поверхностями вращения радиусами R_1 и R_2 , которые образуют входные и выходные кромки лопастей. Момент сил давления равен нулю, так как нормали к поверхностям вращения проходят через ось колеса. Силы трения не учитываем, поскольку они пренебрежимо малы. Момент сил $M_{\text{нагр}}$, действующий на РЖ в колесе, обусловлен только воздействием на нее стенок каналов колеса (лопастей и внутренних поверхностей переднего и заднего колес).

Произведение момента сил и угловой скорости вращения $M_{\text{нагр}}\omega$ представляет собой секундную работу, которую производит рабочее колесо, воздействуя на находящуюся в нем жидкость. Эта работа равна энергии, передаваемой рабочим колесом объему жидкости в колесе в единицу времени, т. е. мощности:

$$\begin{aligned} N_H &= M_{\text{нагр}}\omega = \rho Q_k (V_{2U2}R_2\omega - V_{1U1}R_1\omega) = \\ &= \rho Q_k (V_{2U2}U_2 - V_{1U1}U_1), \end{aligned}$$

где Q_k – массовый расход РЖ через колесо.

В то же время $N_H = Q_k \rho g H$. Тогда теоретический напор при бесконечном числе лопастей $H_{\text{т\infty}} = (W_{2U1}U_2 - W_{1U2}U_1) / g$. Таким образом, согласно уравнению Эйлера,

$$H_{\text{т\infty}} = \frac{V_{2U2}U_2 - V_{1U1}U_1}{g}.$$

Для насоса с бесконечным числом лопастей (размеры потока определяются бесконечным числом струек) и подводом потока РЖ к рабочему колесу без закрутки потока ($V_{1U1} = 0$) теоретический напор $H_{\text{т\infty}} = V_{2U\infty}U_{2U\infty}U_2 / g$ и $H_{\text{т\infty}} > H_T$, так как $V_{2U\infty} > V_{2U}$.

Рабочая характеристика. Для того чтобы определить зависимость напора от подачи, иногда называемую напорной характеристикой, необходимо установить связь между подачей и абсолютной скоростью.

Из треугольника скоростей с учетом ранее полученного выражения теоретического напора можно записать

$$H_{\text{т\infty}} = \frac{U_2^2}{g} - k Q_k U_2,$$

где k – коэффициент, учитывающий площадь сечения, через которое проходит меридиональный поток РЖ, ширину канала (по радиусу) и стеснение потока вследствие уменьшения его площади сечения из-за толщины лопастей.

Из последнего уравнения следует, что при бесконечном числе лопастей теоретический напор H_{∞} линейно зависит от подачи насоса Q_k .

Реальные характеристики лопастных насосов в значительной степени отличаются от теоретических, которые приведены на рис. 9.5, что обусловлено рядом причин.

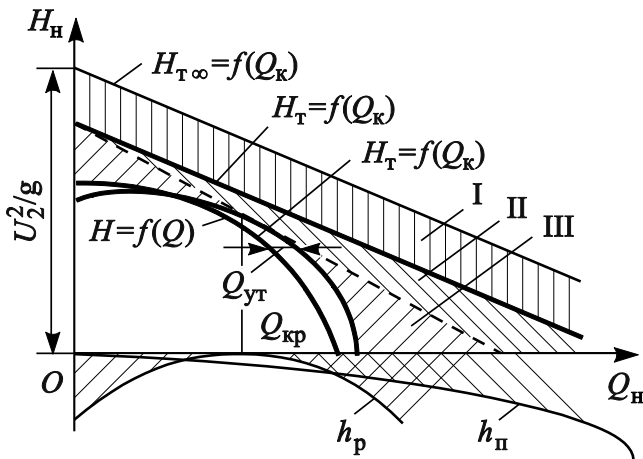


Рис. 9.5. Теоретические характеристики лопастного насоса при $n_n = \text{const}$

1. Относительная скорость частиц потока РЖ на выходе рабочего колеса из-за конечного числа лопастей не совсем точно направлена по касательной к лопасти, что приводит к уменьшению напора насоса. Уменьшение напора не зависит от подачи (рис. 9.5, область I).

2. При движении РЖ в проточной части насоса от его входа до выхода происходят гидравлические потери напора $h_{\text{пот к}}$ в каналах рабочего колеса, которые примерно пропорциональны квадрату расхода, равно- го подаче (рис. 9.5, область II).

3. При выборе геометрии проточной части насоса ориентируются на конкретный режим его работы. При отклонении подачи от расчетного значения возникают потери напора на выходе из колеса и при входе в отвод- ной канал, примерно пропорциональные второй степени отклонения подачи от расчетной (рис. 9.5, область III).

4. Не весь поток РЖ, который проходит через рабочее колесо, поступает в выходной патрубок. Часть ее, например утечки, через зазоры возвращается обратно в полость всасывания. В результате характеристика сдвигается влево.

При одинаковых величинах подачи теоретический напор при конечном числе лопастей меньше, чем при бесконечном, поэтому характеристика $H_T = f(Q_k)$ расположена ниже характеристики $H_{\infty} = f(Q_k)$.

Обе характеристики приблизительно параллельны.

Зависимость $H_n = f(Q_n)$ (рис. 9.6) определяет рабочую характеристику лопастного насоса, где Q_n – подача насоса на выходе. Точка X соответствует режиму холостого хода.

Лопастной насос может работать вхолостую лишь короткий промежуток времени, так как происходит его нагрев вследствие затрат энергии на преодоление сопротивления трения при вращении колеса с лопастями в неподвижной относительно стенок канала РЖ.

Ниспадающая влево от максимального значения напора ветвь характеристики свидетельствует о том, что доля гидравлических потерь $h_{\text{вх.-вых}}$ энергии по сравнению с полезной мощностью относительно велика (в этой области обычно не работают).

В правой части характеристики при увеличении потребляемой подачи происходит быстрое падение напора, КПД и мощности насоса.

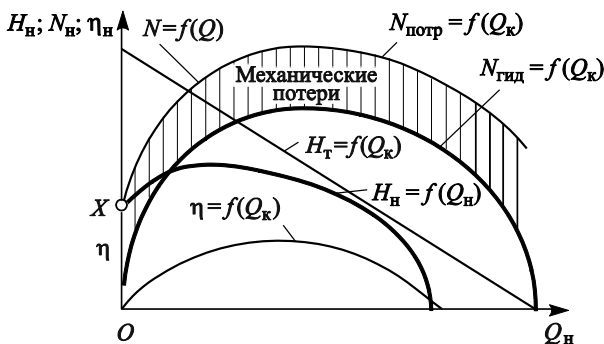


Рис. 9.6. Рабочие характеристики лопастного насоса при $n_n = \text{const}$

Учитывая, что лопастные насосы не функционируют при незаполненных всасывающем трубопроводе и проточной части насоса, необходимо принимать меры по заполнению насоса и всасывающего трубопровода РЖ перед включением приводящего двигателя.

Теоретический напор лопастных насосов не зависит от рода РЖ, т. е. от ее плотности.

Приведенные на рис. 9.6 характеристики являются приближенными, так как они не учитывают ряд факторов (неустановившееся движение, вторичные токи и т. д.). Рабочая характеристика может быть получена только экспериментальным путем.

Поддача, напор, мощность и баланс энергии на-сосо. Работа насоса характеризуется поддачей, напором, потребляемой мощностью, КПД и частотой вращения.

Поддачей называется расход РЖ, проходящий через напорный (выходной) патрубок в единицу времени, может быть объемной Q или массовой Q_m . **Напор H** представляет собой разность энергий единицы веса жидкости на выходе из насоса и перед ним и выражается в метрах.

Полезная мощность определяется энергией, приобретенной за единицу времени жидкостью, выходящего потока жидкости из насоса: $N = \rho g Q H$, где Q – объемная подача, ρ – плотность жидкости, H – разность напоров на выходе и входе лопастного насоса.

КПД насоса равен отношению полезной мощности насоса N_H к потребляемой $N_{\text{потр}}$: $\eta_H = N_H / N_{\text{потр}}$.

Отсюда **потребляемая насосом мощность** определяется как $N_{\text{потр}} = \rho g Q H / \eta_H$.

По этой величине подбирается приводящий двигатель. Часть подводимой мощности $\Delta N_{\text{мех}}$ теряется на трение между вращающимися частями насоса и корпусом – трение в подшипниках, в уплотнениях, трение наружной поверхности дисков колес о жидкость (**дисковое трение**).

Эти потери называют **механическими**. Механические потери практически не зависят от подачи насоса и определяются механическим КПД, который равен отношению оставшейся после преодоления механических сопротивлений мощности потока, называемой **гидравлической мощностью** $N_{\text{гид}}$, к затраченной мощности (**мощности на валу насоса**) $N_{\text{потр}}$:

$$\eta_{\text{мех.н}} = \frac{N_{\text{потр}} - \Delta N_{\text{мех}}}{N_{\text{потр}}} = \frac{N_{\text{гид}}}{N_{\text{потр}}}$$

Напор, развиваемый насосом, меньше теоретического на величину гидравлических потерь напора, состоящих из потерь $h_{\text{пот. вх.-вых}}$ на входе и выходе рабочего колеса и потерь напора в каналах рабочего колеса $h_{\text{пот.к}} = k Q^2$:

$$H_H = H_T - h_{\text{вх.-вых}} - h_{\text{пот.к}} = f(Q_H)$$

Потери энергии на преодоление местных гидравлических сопротивлений, необратимым образом переходящей в теплоту (диссипация механической энергии), оценивают с помощью **гидравлического КПД**

$$\eta_{\text{гид.н}} = \frac{H_H}{H_T} = \frac{H_H}{H_H + h_{\text{вх.-вых}} + h_{\text{пот.к}}}$$

Характеристика $H_H = f(Q_H)$ показывает зависимость напора от подачи РЖ (расход РЖ на выходе насоса), количество которой отличается от количества РЖ, входящего в колесо, на величину $Q_{\text{ут.н}}$ утечек через зазоры в уплотнениях и перетечек из отводного канала по зазору между корпусом и колесом в подводный канал:

$$Q_H = Q_K - Q_{\text{ут.н}}$$

Объемные потери оценивают через **объемный КПД**

$$\eta_{\text{об.н}} = \frac{Q_H}{Q_K} = \frac{Q_H}{Q_H + Q_{\text{ут.н}}}$$

С учетом утечек рабочая характеристика насоса $H_H = f(Q_H)$ (рис. 9.5) сдвигается влево на величину $Q_{\text{ут.н}}$.

Выражение, определяющее гидравлическую мощность насоса, с учетом зависимости теоретического напора от расхода через колесо примет вид

$$N_{\text{гид}} = \rho g Q_K H_T = \rho g Q_K (A - B Q_K) = \rho g (A Q_K - B Q_K^2),$$

где A, B – множители, учитывающие геометрию машины (рис. 9.4).

Полный КПД насоса равен отношению полезной мощности насоса к потребляемой им мощности (**мощности на валу насоса**) и может быть определен как произведение гидравлического, объемного и механического КПД.

Зависимость КПД насоса от подачи приведена на рис. 9.6.

Кавитационная характеристика.

Одним из условий нормальной работы любой гидросистемы является отсутствие кавитации, которая может приводить к эрозии материала стенок канала, акустическим и вибрационным явлениям, снижению рабочих параметров насоса (подача, напор, мощность, КПД).

В лопастном насосе кавитация возникает на лопасти рабочего колеса, обычно вблизи ее входной кромки. Абсолютное давление в этом месте значительно ниже давления во входном патрубке насоса вследствие местного возрастания скорости при натекании потока на лопасть и из-за гидравлических потерь при подводе.

Кавитационным запасом называют превышение полного напора РЖ во входном патрубке насоса над высотой столба РЖ, соответствующего давлению ее насыщенного пара $P_{н.п}$.

Допустимый кавитационный запас определяется на основании кавитационных испытаний насоса и зависит как от типа насоса, так и от его конструктивных особенностей.

Чтобы выполнить условие бескавитационной работы насоса, следует придерживаться при проектировании насосной установки **практических рекомендаций**:

- если всасывание происходит из открытой емкости и для бескавитационной работы недостаточно абсолютного давления, равного атмосферному, то применяют закрытые емкости, в которых создается повышенное давление – так называемый подпор (наддув);

- высота, на которой расположен насос, не может превышать определенных значений. Так, при всасывании воды из открытой емкости она составляет примерно 10 м. В некоторых случаях насос может находиться ниже уровня СП РЖ (в питающей емкости), тогда он работает с подпором;

- желательно, чтобы гидравлические потери во всасывающей линии по возможности были наименьшими. Для этого диаметр всасывающей трубы, как правило, делают больше диаметра напорной магистрали.

Следует отметить еще одну особенность в работе лопастных насосов – условие их запуска.

Если насос установлен выше уровня жидкости в открытой емкости, то первоначально всасывающая труба бывает заполнена воздухом. В этом случае в момент включения привода насоса может оказаться, что насос не создаст необходимого разрежения, чтобы жидкость поднялась на высоту расположения насоса. Поэтому перед пуском труба гидролинии всасывания и корпус насоса должны быть заполнены перекачиваемой РЖ. Технически это можно решить разными способами, в частности установкой обратного клапана, предотвращающего опорожнение гидролинии всасывания и корпуса насоса в стояночном состоянии. Если эта способность обеспечивается самим насосом, то такие насосы называют самовсасывающими. При работе насоса с достаточным подпором указанных проблем с его запуском не возникает.

Формулы подобия. Пересчет характеристик насоса на другую частоту вращения.

При работе насоса в гидросистеме возникает необходимость изменения его характеристик, что достигается изменением либо частоты вращения, либо геометрии проточной части насоса.

Теория подобия дает возможность по известной характеристике одного насоса получить характеристику другого, если проточные каналы обоих насосов геометрически подобны, а также пересчитать характеристику насоса с одной частоты вращения вала на другую.

Подачу, напор и мощность насоса пересчитывают по следующим формулам подобия (см. раздел 2.6):

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M} \left(\frac{L_H}{L_M} \right)^3, \quad \frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{L_H n_H}{L_M n_M} \right)^2, \quad \frac{N_H}{N_M} \approx \frac{\rho_H}{\rho_M} \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \left(\frac{L_H}{L_M} \right)^5,$$

где в индексе обозначены характеристики **H** натурального и **M** модельного насосов.

Можно предположить, что КПД натурального и модельного насосов, как и механические КПД, *приблизительно равны*, а объемные и гидромеханические КПД – *равны*. Тогда формулы пересчета для одного и того же насоса, работающего на разных частотах n_1, n_2 вращения вала ($L_H = L_M$), принимают вид

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2, \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3.$$

Параболой $H = kQ^2$ подобных режимов называют геометрическое место в координатах **H, Q** точек режимов с различными частотами вращения, подобных режиму с параметрами **H₁, Q₁, n₁**. Исходя из условия

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2,$$

находят

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \dots = \frac{H_i}{Q_i^2} = k \text{ или } H = kQ^2, k = \text{const.}$$

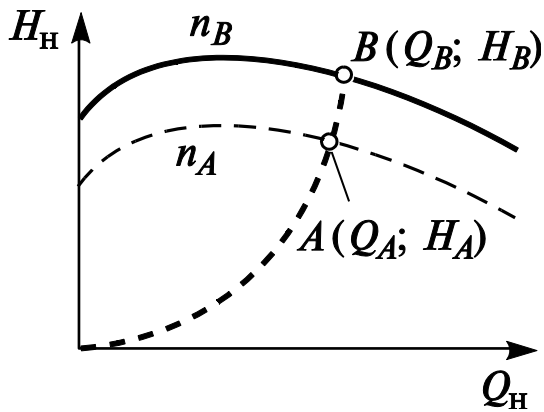


Рис. 9.7. К построению параболы подобия

Пусть требуемая подача насоса Q_A при напоре H_A (точка A на рис. 9.7 с координатами Q_A и H_A расположена ниже рабочей характеристики насоса) осуществляется только за счет изменения частоты вращения вала насоса.

При уменьшении частоты вращения новая рабочая характеристика пройдет через точку A ниже рабочей характеристики. По заданным координатам (Q_A и H_A) точки A рассчитывают и затем строят параболу $H = kQ^2$ (см. рис. 9.7, пунктирная линия).

На пересечении с исходной рабочей характеристикой получаем точку B с координатами Q_B и H_B . Для определения новой частоты вращения вала n_A насоса используют ранее полученные выражения:

$$\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{n_A}{n_B}, \quad \frac{H_A}{H_B} = \left(\frac{n_A}{n_B}\right)^2.$$

Гидравлический и объемный КПД не изменяются.

При увеличении частоты вращения доля потерь на трение в балансе энергии падает, что приводит к повышению механического и, следовательно, полного КПД.

В насосостроении широко распространен параметр, называемый коэффициентом быстроходности: $n_s = 3,65n\sqrt{Q}/H^{3/4}$, определенный для режима, соответствующего максимальному КПД.

Иногда его называют удельным числом оборотов.

Коэффициент n_s не имеет физического смысла, но является критерием подобия.

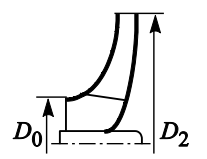
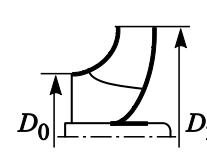
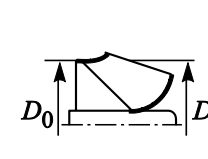
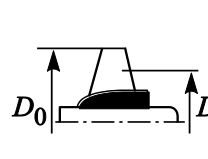
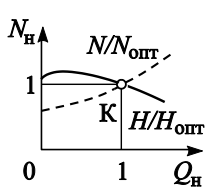
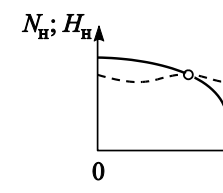
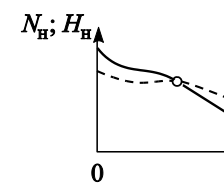
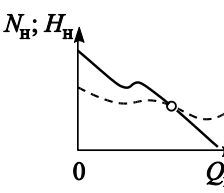
При :

- $n_s = 50...90$ насосы называют тихоходными,
- $n_s = 80...300$ – нормальными;
- $n_s = 250...500$ – полуосевыми;
- $n_s = 500...1000$ – осевыми.

В таблице приведены группы рабочих колес лопастных насосов. Рабочие характеристики построены в относительных величинах к оптимальному напору, подаче и мощности.

Сравнение рабочих характеристик показывает:

- по мере увеличения коэффициента быстроходности кривые напора и мощности поворачиваются вокруг оптимальной точки K по ходу часовой стрелки;
- по мере увеличения коэффициента быстроходности кривая напора более круто падает;
- с увеличением коэффициента быстроходности и подачи изменяется характер и градиент изменения мощности (в табл. мощность на рабочей характеристике показана пунктирной линией);
- при малых значениях n_s кривая мощности круто возрастает, при $n_s = 300$ – примерно постоянная; при $n_s > 450$ – круто падает;
- напор при закрытой задвижке по мере повышения коэффициента быстроходности увеличивается и превышает оптимальное значение;
- потребляемая мощность при нулевой подаче увеличивается с повышением коэффициента быстроходности; поэтому насосы с малым значением n_s следует запускать при закрытой задвижке, а при запуске осевых насосов задвижку следует держать открытой ($n_s > 450$);
- чем больше коэффициент быстроходности, тем круче падает кривая КПД по обе стороны от его оптимального значения (режима) и тем уже становится диапазон значений подачи, в котором работа насоса экономически выгодна.

Характеристика	Центробежные насосы		Полуосевые насосы (диагональные)	Осевые насосы (пропеллерные)
	тихоходные	нормальные		
Коэффициент быстроходности n_s	50...90	80...300	250...500	500...1000
Сечение рабочего колеса				
Отношение диаметров D_2/D_0	3,0...2,5	2,5...1,4	1,4...0,9	0,8
Форма лопастей	Цилиндрическая	Двойной кривизны на входе и выходе – цилиндрическая	Двойной кривизны	Двойной кривизны
Рабочая характеристика				

Работа лопастного насоса на сеть.

Для определения режима работы такого насоса следует построить характеристики насоса и сети (рис. 9.8). Точка А пересечения характеристик определяет потребляемые напор и расход РЖ

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{геом}} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \sum h_{\text{пот}} = H + kQ^2,$$

где $H_{\text{геом}} = z_2 - z_1$.

При изменении характеристик сети изменяются рабочие параметры насоса ($Q_A, H_{\text{потр}}$).

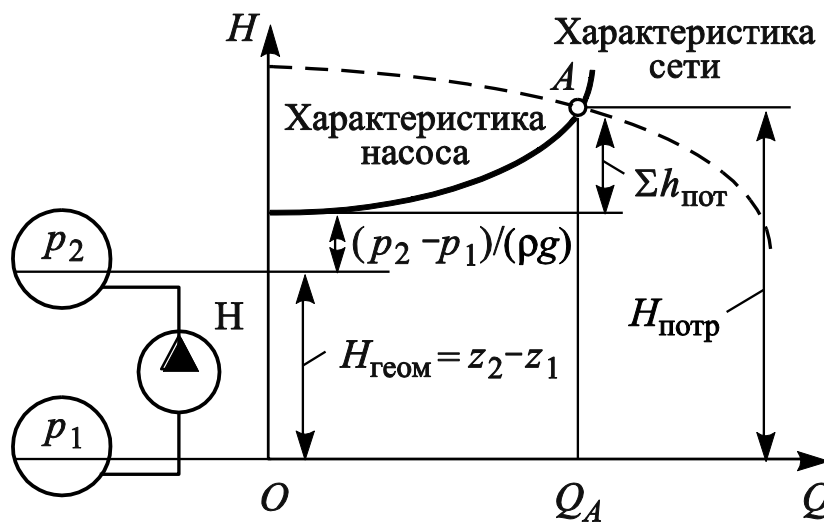


Рис. 9.8. Характеристики насоса и сети при работе насоса на сеть

На практике существуют следующие варианты работы лопастного насоса на сеть:

- на последовательную сеть трубопроводов;
- на разветвленную сеть трубопроводов;
- последовательная работа нескольких насосов на сеть;
- параллельная работа насосов на сеть.

Во всех случаях рекомендуется характеристики насосов и сети определять графическим построением.

Способы регулирования подачи насосной установки с лопастным насосом.

При эксплуатации лопастных насосов возможны следующие способы:

- 1) управление задвижкой *Др1* (рис. 9.9, *а* и *б*). Такой способ регулирования неэкономичен (снижается КПД), но благодаря простоте получил наибольшее распространение;
- 2) управление перепуском РЖ через дроссель *Др2* (см. рис. 9.9, *а* и *б*). Это способ также неэкономичен, поскольку теряется энергия;
- 3) изменение частоты вращения вала приводного двигателя (рис. 9.9, *в*). Регулирование подачи насосной установки с лопастным насосом изменением частоты вращения вала (колеса) более экономично.

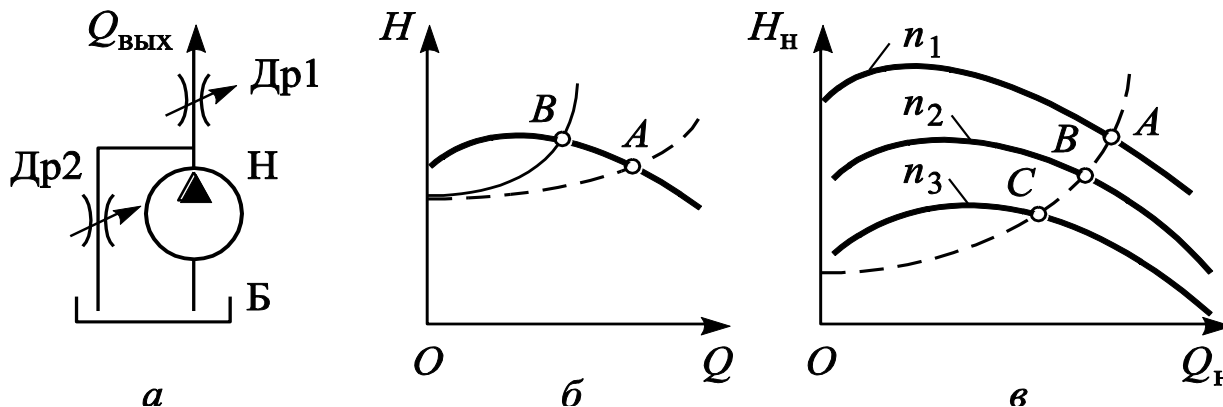


Рис. 9.9. Принципиальная схема (*а*), рабочие характеристики (*б*) при регулировании задвижкой (*Др1*), перепуском (*Др2*); изменение частоты вращения n_1, n_2, n_3 вала (*в*)

Системы с несколькими насосами монтируются по последовательной или параллельной схеме.

При монтаже по последовательной схеме (друг за другом) используют насосы с одинаковыми характеристиками (мощностями), суммируются напоры при одинаковой подаче. При этом на суммарной характеристике двух насосов напор при нулевой подаче, например от двух насосов одинаковой мощности, удваивается. Если взять точку, при которой подача осуществляется безнапорно, то в ней два насоса не могут обеспечить бóльшую подачу, чем один насос.

При монтаже двух насосов по параллельной схеме (параллельно друг другу) суммируются подачи при одинаковом напоре. При этом на суммарной характеристике двух насосов максимальная подача от двух насосов одинаковой мощности удваивается. При нулевой подаче два параллельно работающих насоса не могут обеспечить бóльший напор, чем создаваемый одним насосом.

Предположение, что два одинаковых насоса при монтаже по последовательной схеме, как правило, обеспечивают двойной напор при работе на ту же сеть $H_1 + H_2 > H_3$ (рис. 9.10, *а*), а два одинаковых насоса при монтаже по параллельной схеме – двойную подачу, $Q_1 + Q_2 > Q_3$ (рис. 9.10, *б*), **требуется экспериментально проверить.**

Хотя теоретически это возможно, однако на практике при работе таких соединений на сеть необходимо учитывать особенности конструкции и функционирования систем (характеристики сети).

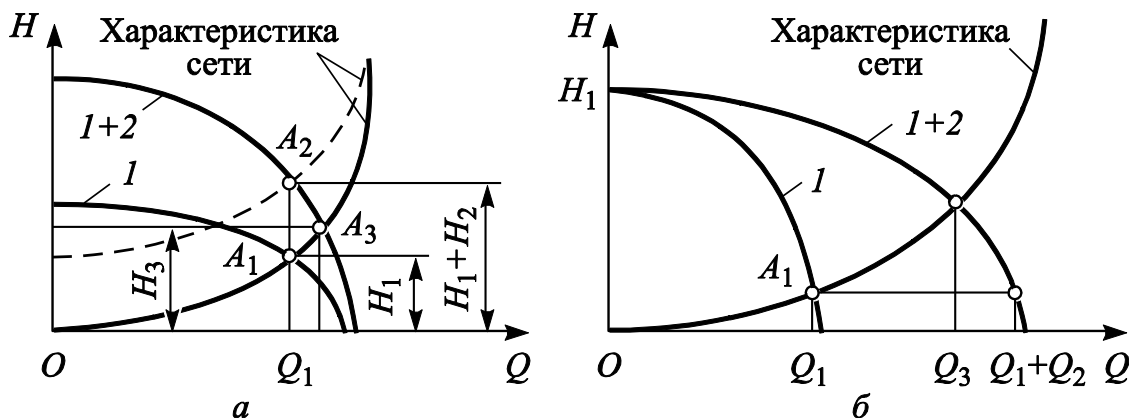


Рис. 9.10. Рабочие характеристики систем с двумя лопастными насосами, соединенными последовательно (*а*) и параллельно (*б*)

Выбор лопастного насоса по каталогу.

Для работы насоса в заданных условиях, т. е. когда известны подача насоса, потребный напор и частота вращения, которая обычно определяется типом приводящего двигателя, следует рассчитать **коэффициент быстроходности** и затем по таблице, представленной выше, подобрать тип насоса (**центробежный или осевой**).

Далее следует подобрать марку насоса по сводным графикам подач и напоров или по так называемым графикам полей насосов, приведенным в каталогах насосов, а также стандартах для различных насосов, работающих на разных жидкостях.

Для подбора насоса по заданным значениям фактической подачи и потребляемого напора на сводный график наносят рабочую точку. Задача решается просто, если режимная точка попадает непосредственно на поле конкретного насоса. Если режимная точка не попадает на рабочее поле какого-либо насоса, а находится между двумя насосами, то приходится выбирать между ближайшими полями или использовать сводный график подач и напоров для других типов насосов. При изменении частоты вращения по сравнению с указанной на сводном графике пересчет подачи и напора может быть произведен по соответствующим формулам.

По сводным графикам подач и напоров выполняют лишь предварительный подбор насосов.

Окончательную проверку правильности выбора насоса и условий его работы проводят непосредственно по характеристикам насосов и сводным таблицам технических данных, которые указаны в каталогах насосов. Там же приведены и значения мощности электрических двигателей, необходимые для обеспечения работы насосов.

Лопастные насосы подразделяют:

- на одноступенчатые (с одним рабочим колесом) ;
- многоступенчатые (несколько последовательно соединенных рабочих колес, закрепленных на одном валу).

В многоступенчатом насосе напорная характеристика получается сложением характеристик всех ступеней (одноступенчатых насосов), коэффициент быстроходности определяется по напору одной ступени.

В соответствии с принятой методикой маркировка лопастных насосов включает в себя:

- 1) прописные буквы, указывающие тип насоса (*например, Ц и т. п.*);
- 2) цифры после букв, обозначающие величину подачи;
- 3) цифры после косой черты либо после дефиса, обозначающие напор;
- 4) цифры и буквы, характеризующие исполнение.