

c - скорость распространения скачка давления (ударной волны).

Величина скорости ударной волны c зависит от упругих свойств трубы и жидкости. И чем они более упруги, тем меньше c и меньше скачок давления $\Delta p_{уд}$.

Формула Жуковского (39) справедлива при прямом гидравлическом ударе, когда время закрытия задвижки

$$t_{закр} < t_0 = \frac{2 \cdot l}{c}, \quad (40)$$

где t_0 -фаза гидроудара, т.е. время необходимое для пробега ударной волны от крана до начала трубопровода длиной l и обратно. При $t_{закр} > t_0$ скачок давления $\Delta p_{уд}$ получается меньше и такой гидроудар называют непрямым. Поэтому для снижения ударного давления следует увеличивать величину $t_{закр}$.

ЧАСТЬ 2. ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОДЫ

9. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОМАШИНАХ.

9.1. Основные понятия и общая классификация.

Гидравлическими машинами (гидромашинами) называются устройства, которые сообщают протекающей через них жидкости энергию, или получают от жидкости энергию и передают её на выходное звено для совершения полезной работы.

Наиболее распространенной разновидностью гидромашин являются насосы. Насос - это гидромашинка, предназначенная для преобразования энергии приводного звена в энергию потока жидкости.

Второй разновидностью гидромашин являются гидродвигатели, назначение которых состоит в противоположном преобразовании энергии. Гидродвигатель - это гидромашинка, предназначенная для преобразования энергии потока жидкости в энергию выходного звена.

По характеру силового взаимодействия все гидромашины (насосы и гидродвигатели) подразделяются на динамические и объемные.

В динамической гидромашине силовое взаимодействие между рабочим органом и жидкостью происходит в проточной части, которая постоянно сообщается с входным и выходным трубопроводами.

В объемной гидромашине рабочий процесс происходит в замкнутых объемах (рабочих камерах), которые попеременно заполняются жидкостью и вытесняется из них. При этом рабочие камеры соединяются с входным или выходным трубопроводами.

9.2. Основные параметры гидромашин.

Подача насоса - это количество жидкости, нагнетаемое насосом в единицу времени. Наибольшее распространение получила объемная подача Q ($\text{м}^3/\text{с}$).

Подача это параметр аналогичный расходу для трубопровода. Для гидродвигателей используется термин расход Q ($\text{м}^3/\text{с}$).

Напор насоса - это полная удельная энергия, сообщаемая насосом потоку жидкости. Т. е. это разность полных удельных энергий потока (полных напоров) на выходе из насоса и на входе в него.

Пренебрегая перепадом нивелирных высот между входом в насос и выходом из него, математическое выражение для напора насоса можно записать в следующем виде:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} + c \cdot Q^2, \quad (41)$$

где Δp - перепад давления на насосе, т.е. разность давлений на выходе и на входе в насос;

$c \cdot Q^2$ - приращение скоростного напора (имеет положительное значение, если диаметр на выходе больше чем на входе и равно нулю при равных диаметрах).

Следует отметить, что в большинстве случаев (особенно при расчете гидросистем с объемными гидромашинами) вторым слагаемым в (41) пренебрегают.

Тогда
$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} . \quad (42)$$

Напор на гидродвигателе - это полная удельная энергия, которую поток жидкости передает рабочему органу гидродвигателя. Т.е. величина аналогичная напору насоса, но в отличие от насоса в гидродвигателе поток энергии направлен в противоположном направлении

Поэтому для её оценки могут быть использованы зависимости (41) и (42), но перепад давления на гидродвигателе Δp будет равен разности давлений на входе и на выходе.

Полезной мощностью насоса является мощность на выходе, т.е. гидравлическая мощность потока N_{Γ} , подсчитанная по

$$N_{\Gamma} = H \cdot \rho \cdot g \cdot Q \quad (43)$$

или с учетом (42) по

$$N_{\Gamma} = \Delta p \cdot Q . \quad (44)$$

Потребляемой мощностью является механическая мощность на его приводном звене (обычно на валу), которая может быть подсчитана по

$$N_{\text{м}} = M \cdot \omega . \quad (45)$$

Тогда его к.п.д. определяется соотношением

$$\eta_{\text{н}} = N_{\Gamma} / N_{\text{м}} . \quad (46)$$

Как было отмечено, поток энергии (мощности) в гидродвигателе имеет противоположное по сравнению с насосом направление. Поэтому для него полезной является механическая мощность на выходном звене (например, на валу) и она может быть подсчитана по (45), а потребляемой - гидравлическая мощность потока жидкости, вычисляемая по (43) или (44). К.п.д. гидравлического двигателя определяется соотношением

$$\eta_{\text{гд}} = N_{\text{м}} / N_{\text{г}} . \quad (47)$$

Следует отметить, что для характеристики энергетических потерь в гидромашинах кроме общего к.п.д. η , определяемого выражением (46) или (47), вводят частные к.п.д.:

η_0 - объемный к.п.д. учитывает потери объема жидкости на утечки через щели и зазоры;

$\eta_{\text{г}}$ - гидравлический к.п.д. учитывает потери на вихреобразования и трение в потоке жидкости;

$\eta_{\text{м}}$ - механический к.п.д. учитывает потери на трение в подшипниках и других парах трения.

При этом общий к.п.д. гидромашин определяется произведением трех частных, т.е.

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}} . \quad (48)$$

Необходимо учитывать, что в некоторых гидромашинах отдельные виды потерь могут иметь весьма маленькие величины или отсутствовать. Тогда соответствующий частный к.п.д. принимает значение равное единице.

10. ДИНАМИЧЕСКИЕ ГИДРОМАШИНЫ.

10.1. Классификация динамических насосов.

Как было отмечено выше, в динамической гидромашине силовое взаимодействие между рабочим органом и жидкостью происходит в проточной части, которая постоянно сообщается с входом и выходом. Динамические насосы классифицируются по характеру этого взаимодействия и подразделяются на насосы трения и лопастные насосы.

В насосах трения нагнетание жидкости осуществляется за счет трения между рабочим органом и жидкостью. К ним относятся вихревые, дисковые, червячные (шнековые) и другие насосы. Насосы трения имеют ограниченное применение.

эксплуатационные показатели. Для предотвращения кавитации в гидросистеме, после выбора насоса, проводят его проверочный (кавитационный) расчет.

При проведении этого расчета определяют кавитационный запас на входе в насос

$$\Delta h_{\text{кав}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho \cdot g} + \frac{V_{\text{вх}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{нп}}}{\rho \cdot g}, \quad (52)$$

где $V_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вх}}$ - давление и скорость жидкости на входе в насос;

$p_{\text{нп}}$ - давление насыщенных паров жидкости.

Для устранения возможности возникновения кавитации эта величина должна превышать на 10-30% критический кавитационный запас $\Delta h_{\text{кр}}$, который задается в паспорте насоса. При отсутствии данных по допустимому кавитационному запасу его можно найти из формулы Руднева

$$C = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{(h_{\text{кр}}/10)^{3/4}}, \quad (53)$$

где C - кавитационный коэффициент быстроходности можно найти по справочнику.

10.5. Динамические гидродвигатели (гидротурбины).

В машиностроении нашли применение динамические гидродвигатели лопастного типа - гидротурбины. Гидротурбина это гидромашина обратная лопастному насосу. Они применяются на гидроэлектростанциях для привода генераторов, а также в составе гидродинамических передач автомобилей и тракторов.

11. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ.

11.1. Общие свойства и классификация объемных насосов.

В отличие от динамических в объемных гидромашинах рабочий процесс происходит не в проточной части, а в замкнутых объемах - рабочих камерах. Под рабочей камерой понимается пространство, попеременно сообщаемое с всасывающим и напорным трубопроводами.

В насосах непосредственную работу нагнетания жидкости совершает рабочий орган, который называют вытеснителем (поршень, плунжер, пластина, зуб шестерни и т. д.).

Из сравнения рабочих процессов динамических и объемных насосов вытекают общие свойства последних по сравнению с первыми.

1. Неравномерность подачи, которая вызвана нагнетанием жидкости отдельными объемами (рабочими камерами).

2. Герметичность, так как объемный насос отделяет напорный трубопровод от всасывающего.

3. Самовсасывание - способность насоса, начав работу с воздухом во всасывающем трубопроводе, создать достаточно большое разрежение и подсосать жидкость.

4. Жесткость характеристики, так как подача объемного насоса мало зависит от давления нагнетания.

5. Малая требовательность к вязкости жидкости, так как нет высоких скоростей течения.

По характеру вытеснения рабочей жидкости объемные насосы делятся на поршневые и роторные.

В поршневых насосах вытеснение жидкости происходит из неподвижных рабочих камер в результате возвратно-поступательного движения вытеснителей.

В роторных насосах вытеснение жидкости происходит из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей.

11.2. Поршневые насосы.

Насосы этого типа в зависимости от конструкции вытеснителя могут быть поршневыми, плунжерными или диафрагменными(мембранными).

Насосы с поршнем в качестве вытеснителя нашли наибольшее применение, так как они относительно просты в изготовлении (следовательно дешевы), надежны в работе и имеют высокие эксплуатационные параметры ($p_{\max} = 10-30$ МПа).

Плунжерные насосы значительно сложнее в производстве, зачастую требуют подгонки пар трения и поэтому существенно дороже. Но они могут создавать очень высокие давления ($p_{\max} = 100-150$ МПа).

Диафрагменные насосы имеют в качестве вытеснителя гибкий (резиновый или синтетический) элемент - диафрагму. Максимальные давления создаваемые этими насосами невелики и ограничиваются прочностью диафрагмы. Однако они наиболее просты в изготовлении.

Характерной особенностью всех насосов данного типа является клапанное распределение жидкости, т.е. для впуска жидкости в рабочую камеру и для выпуска её служат впускной и напорные клапаны.

На рис. 23 приведена упрощенная конструктивная схема поршневого насоса. При движении поршня 1 (вытеснитель) слева направо напорный клапан 2 закрыт, а впускной клапан 3, открыт, и жидкость заполняет рабочую камеру 4. При обратном движении поршня клапан 3 закрыт, а жидкость через напорный клапан 2 нагнетается в трубопровод. Клапаны открываются благодаря разности давлений, а закрываются под действием пружин (на рисунке не показаны).

Очень существенным недостатком такого насоса является крайняя неравномерность его подачи Q по времени t из-за чередования тактов всасывания и нагнетания (линия 1 на рис.24,а).

Для уменьшения этого насосы делают многокамерными (многопоршневыми), когда в одном корпусе заключают несколько рабочих камер. На рис. 24,б представлена зависимость подачи Q по времени t для трехпоршневого насоса.

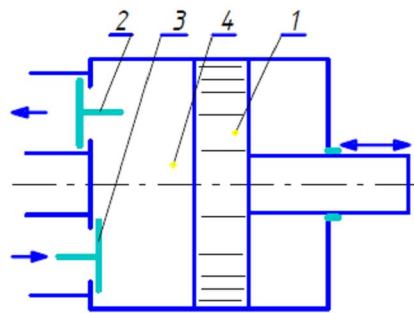


Рис. 23. Схема поршневого насоса.

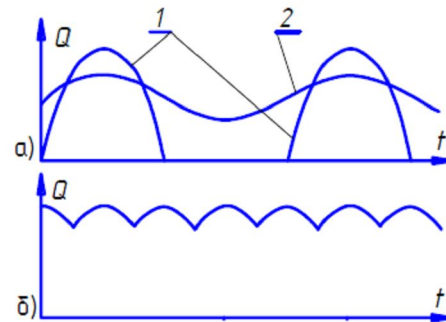


Рис. 24. Графики подачи поршневого насоса.

Кроме того, неравномерность подачи насоса может быть снижена за счет установки в напорном трубопроводе гидроаккумулятора (линия 2 на рис.24,а). Подробнее о гидроаккумуляторах см. в разделе 13.4.

Для оценки к.п.д. η поршневого насоса может быть использована зависимость (48). Однако, для большинства насосов этого типа объемные потери незначительны и объемный к.п.д. можно принимать $\eta_o = 1$. Тогда общий к.п.д. поршневого насоса будет определяться произведением гидравлического η_r и механического η_m к.п.д.

11.3. Общие свойства и классификация роторных насосов.

В отличие от поршневых, роторные насосы имеют перемещаемые рабочие камеры, которые попеременно сообщаются с полостями всасывания и нагнетания. Это делает излишними всасывающий и напорный клапаны, что в свою очередь определяет характерные свойства роторных насосов по сравнению с поршневыми.

1. Обратимость - способность работать в режиме гидродвигателей.
2. Быстроходность - более высокие скорости вращения ведущего вала.
3. Большая равномерность подачи, так как роторные насосы выполняются многокамерными.