

2. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

2.3. Основные параметры объемных гидромашин

Объемные гидромашины характеризуются рядом параметров, основными из которых являются: рабочий объем q , подача (расход) Q , давление p , мощность N , частота вращения вала n , полный КПД η .

Термин "подача" введен для насосов, термин "расход" – для гидродвигателей.

Рабочий объем является главным параметром объемной гидромашины, от которого зависят ее подача (расход), крутящий момент на валу гидромотора, мощность.

Под рабочим объемом гидромашины понимают разность наибольшего и наименьшего значений геометрических объемов всех рабочих камер за один оборот вала гидромашины (или один двойной ход рабочего органа) при отсутствии перепада давлений. Чем больше рабочий объем насоса, тем больший объем рабочей жидкости вытесняет насос за один оборот вала. И наоборот, чем больше рабочий объем гидромотора, тем больший объем рабочей жидкости необходим для поворота его вала на один оборот. Регулируемость гидромашины связана с изменением ее рабочего объема.

Часто вместо понятия "рабочий объем" используется понятие "характерный (удельный) объем" W , который определяет объем жидкости, вытесняемой при повороте вала гидромашины на один радиан. Характерный и рабочий объемы связаны соотношением $q = 2\pi W$.

Объемной подачей называется объем рабочей жидкости, проходящей через гидромашину в единицу времени.

Объемную теоретическую подачу определяют по формуле:

$$Q_t = qn, \quad (2.1.)$$

где Q_t – теоретическая подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; q – рабочий объем насоса,

м^3 ($\text{м}^3/\text{об}$); n – частота вращения вала насоса, $\text{с}^{-1} \left(\frac{\text{об}}{\text{с}} \right)$.

Рабочий объем насоса, как следует из формулы (2.1.), можно рассматривать, как подачу за один оборот вала насоса. Подача насоса находится в прямой зависимости от частоты вращения вала насоса.

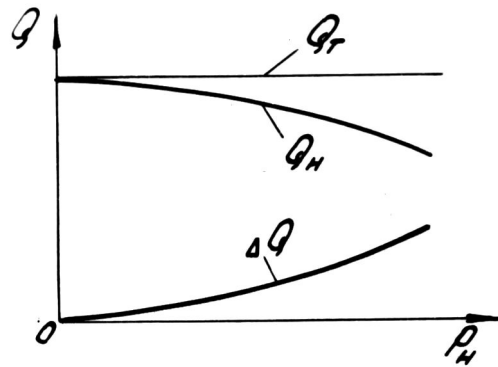


Рис. 2.1. Характеристика насоса

Частотой вращения вала называется число полных оборотов, совершаемых им за единицу времени. Под номинальной частотой вращения понимают наибольшую частоту вращения, при которой обеспечивается гарантированный ресурс эксплуатации гидромашин, если другие параметры не выходят за установленные пределы. Ряды номинальных частот вращения устанавливает ГОСТ 12446-80: 480, 600, 750, 960, 1200, 1500, 1920, 2400, 3000 об/мин и др.

Частота вращения вала гидромашин ограничивается верхним и нижним пределами. Нижний предел соответствует устойчивому режиму работы, а верхний – ограничивается условием нормального функционирования и продолжительностью работы.

При работе насоса не весь теоретически вытесненный объем жидкости поступает в напорную гидролинию, так как часть жидкости теряется вследствие утечек и перетечек по зазорам в рабочей камере. Таким образом, действительная подача насоса меньше теоретической.

Характеристикой насоса называется зависимость подачи насоса от давления нагнетания $Q_H = f(p_H)$ при постоянной частоте вращения вала насоса (рис.2.1). Подача насоса Q_H при увеличении давления нагнетания p_H уменьшается, что объясняется увеличением объемных потерь ΔQ в насосе.

Коэффициент подачи k_Q определяют как отношение действительной подачи насоса Q_H к теоретической Q_T

$$k_Q = \frac{Q_H}{Q_T} = \frac{Q_T - \Delta Q}{Q_T}. \quad (2.2)$$

При испытаниях насоса определяют объемный КПД $\eta_{об}$, который равен отношению действительной подачи Q_0 при номинальном давлении в напорной гидролинии к фактической подаче при минимальном давлении в напорной гидролинии:

$$\eta_{об} = \frac{Q_H}{Q_0}. \quad (2.3)$$

Так как Q_0 очень незначительно отличается от теоретической подачи

$$Q_H, \text{ то } \eta_{об} \approx k_Q = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_T}.$$

Действительная подача насоса определяется по формуле

$$Q_H = k_Q Q_T \approx \eta_{об} Q_T. \quad (2.4)$$

Неравномерность подачи насоса оценивается коэффициентом пульсации k_p , характеризующим отношение изменения мгновенного значения подачи насоса к среднему значению подачи:

$$k_p = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{cp}}, \quad (2.5)$$

где Q_{max} , Q_{min} – соответственно максимальное и минимальное значения мгновенной подачи насоса; Q_{cp} – среднее значение подачи.

Пульсирующий характер подачи вызывает пульсацию давления, которая порождает вибрацию элементов гидропривода и может привести к усталостному разрушению его элементов.

Давлением нагнетания насоса называется избыточное давление, которое устанавливается в его напорной гидролинии во время работы. Давление, устанавливающееся при этом во всасывающей гидролинии, называется давлением всасывания.

Перепадом давления на насосе (рабочим давлением насоса) называется разность давлений нагнетания (на выходе из насоса) и всасывания (на входе в насос):

$$\Delta p_H = p_{вых} - p_{вх}, \quad (2.6)$$

где Δp_H – перепад давления на насосе; $p_{вых}$ – давление на выходе из насоса, $p_{вх}$ – давление на входе в насос.

Различают полезную (выходную) и потребляемую (входную) мощности гидромашин. Полезная мощность насоса представляет

собой энергию, которая сообщается жидкости в единицу времени и определяется параметрами потока рабочей жидкости:

$$N_{\text{пп}} = \Delta p_{\text{н}} Q_{\text{н}}, \quad (2.7)$$

где $N_{\text{пп}}$ – полезная мощность насоса, Вт; $\Delta p_{\text{н}}$ – перепад давления на насосе, Па, $\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}$, здесь $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из насоса, $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в насос; $Q_{\text{н}}$ – подача насоса, м³/с.

Мощность, потребляемая насосом (мощность насоса), определяется по формуле:

$$N_{\text{н}} = M_{\text{н}} \omega_{\text{н}} = M_{\text{н}} 2\pi n_{\text{н}}, \quad (2.8)$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность насоса, Вт; $M_{\text{н}}$ – крутящий момент на валу насоса, Н·м; $\omega_{\text{н}}$ – угловая скорость вращения вала насоса, с⁻¹; $n_{\text{н}}$ – частота вращения вала, с⁻¹.

Рассмотрим полезную и потребляемую мощности для гидродвигателей. Для гидромотора полезная мощность определяется выражением

$$N_{\text{мн}} = M_{\text{м}} \omega_{\text{м}} = M_{\text{м}} 2\pi n_{\text{м}}, \quad (2.9)$$

где $N_{\text{мн}}$ – полезная мощность гидромотора, Вт; $M_{\text{м}}$ – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м; $\omega_{\text{м}}$ – угловая скорость вращения вала гидромотора, с⁻¹; $n_{\text{м}}$ – частота вращения вала, с⁻¹.

Мощность, потребляемая гидромотором, определяется по формуле

$$N_{\text{м}} = \Delta p_{\text{м}} Q_{\text{м}} = \Delta p_{\text{м}} q_{\text{м}} n_{\text{м}}, \quad (2.10)$$

где $N_{\text{м}}$ – мощность, потребляемая гидромотором, Вт; $\Delta p_{\text{м}}$ – перепад давления на гидромоторе, Па, $\Delta p_{\text{м}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$, здесь $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в гидромотор, $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из гидромотора; $Q_{\text{м}}$ – расход жидкости, м³/с; $q_{\text{м}}$ – рабочий объем гидромотора, м³ (м³/об); $n_{\text{м}}$ – частота вращения вала, с⁻¹ (об/с).

Полезная мощность гидроцилиндра определяется выражением

$$N_{\text{шт}} = FV, \quad (2.11)$$

где $N_{\text{шт}}$ – полезная мощность, развиваемая гидроцилиндром, Вт; F – усилие на штоке, Н; V – скорость движения штока, м/с.

Мощность, потребляемая гидроцилиндром, определяется параметрами потока рабочей жидкости по формуле

$$N_{\text{ц}} = \Delta p_{\text{ц}} Q_{\text{ц}}, \quad (2.12)$$

где $N_{\text{ц}}$ – мощность гидроцилиндра, Вт; $\Delta p_{\text{ц}}$ – перепад давления на гидроцилиндре, Па; $Q_{\text{ц}}$ – расход жидкости, м³/с.

Потери мощности в гидромашине оцениваются полным КПД.

В общем виде полный КПД гидромашин определяется отношением мощности на выходе (полезной) к мощности на входе (потребляемой):

$$\eta = \frac{N_{\text{ВЫХ}}}{N_{\text{ВХ}}}. \quad (2.13)$$

Подставляя в формулу (2.13) значения полезной мощности из формул (2.7), (2.9), (2.11) и потребляемой мощности из формул (2.8), (2.10), (2.12), получим значения КПД соответственно для насоса, гидромотора и гидроцилиндра.

Полный КПД гидромашин учитывает все потери мощности, которые возникают в гидромашине при движении рабочей жидкости. Существуют три вида таких потерь: гидравлические, механические и объемные. Гидравлические потери на преодоление путевых и гидравлических сопротивлений каналов, окон гидромашин могут быть учтены гидравлическим КПД $\eta_{\text{г}}$.

Механические потери, возникающие в результате действия сил трения в подвижных звеньях гидромашин (в подшипниках, шарнирах, между поршнями и стенками гидроцилиндров и т.д.), учитываются механическим КПД $\eta_{\text{м}}$.

Объемные потери, связанные с утечками, перетечками и сжимаемостью рабочей жидкости, учитываются объемным КПД $\eta_{\text{об}}$.

Таким образом, полный КПД гидромашин представляет собой произведение трех частных КПД:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\text{М}} \eta_{\text{об}} , \quad (2.14)$$

или

$$\eta = \eta_{\text{ГМ}} \eta_{\text{об}} ,$$

где $\eta_{\text{ГМ}}$ – гидромеханический КПД, $\eta_{\text{ГМ}} = \eta_{\text{М}} \eta_{\Gamma}$.

Полный КПД гидромашины зависит от ее конструкции и технического состояния.