

## 7. РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

### 7.2. Расчет гидропривода

При расчете гидропривода принимается ряд допущений, основными из которых являются следующие:

- рабочая жидкость считается несжимаемой;
- температура жидкости, основные физические свойства жидкости (плотность, вязкость и др.) принимаются постоянными;
- режим работы гидропривода – установившийся;
- коэффициенты гидравлических сопротивлений постоянны;
- разрыва потока жидкости при работе гидропривода не происходит;
- подача насоса, питающего гидросистему, постоянна.

#### 7.2.1. Определение мощности гидропривода и выбор насоса

#### 7.2.2. Определение внутреннего диаметра гидролиний, скоростей движения жидкости

#### 7.2.3. Выбор гидроаппаратуры, кондиционеров рабочей жидкости

#### 7.2.4. Расчет потерь давления в гидролиниях

#### 7.2.5. Расчет и выбор гидроцилиндров

#### 7.2.6. Расчет и выбор гидромоторов

#### 7.2.7. Определение КПД гидропривода

#### 7.2.1. Определение мощности гидропривода и выбор насоса

Мощность гидропривода определяется по заданным нагрузкам и скоростям гидродвигателей, обеспечивающих привод исполнительных механизмов.

Полезная мощность гидродвигателя возвратно-поступательного действия (гидроцилиндра) определяется по формуле

$$N_{гдв} = FV, \quad (7.1)$$

где  $N_{гдв}$  – мощность гидродвигателя, кВт;  $F$  – усилие на штоке, кН;  $V$  – скорость движения штока, м/с.

Полезная мощность гидродвигателя вращательного действия (гидромотора) определяется по формуле

$$N_{гдв} = M\omega_m = M2\pi n_m, \quad (7.2)$$

где  $N_{гдв}$  – мощность гидродвигателя, кВт;  $M$  – крутящий момент на валу гидромотора, кН·м;  $\omega_m$  – угловая скорость вращения вала гидромотора,  $c^{-1}$ ;  $n_m$  – частота вращения вала гидромотора,  $c^{-1}$  (об/с).

Полезная мощность гидропривода при работе в циклическом режиме определяется по заданной в исходных данных циклограмме как средняя за цикл по формулам:

для гидроцилиндра:

$$N_{гдв.ср} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i V_i \Delta t_i}{T_{ц}}, \quad (7.3)$$

для гидромотора:

$$N_{гдв.ср} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i \omega_i \Delta t_i}{T_{ц}}, \quad (7.4)$$

где  $N_{гдв.ср}$  – средняя мощность, кВт;  $i = 1, 2, \dots, n$  – номер операции в цикле;  $\Delta t_i$  – продолжительность  $i$ -ой операции, с;  $T_{ц}$  – время цикла, с;  $F_i$ ,  $M_i$ ,  $V_i$ ,  $\omega_i$  – нагрузки и скорости гидродвигателей на протяжении  $i$ -ой операции цикла.

Если же в гидросистеме несколько гидроцилиндров и гидромоторов, то полезную мощность находят по сумме мощностей одновременно работающих гидродвигателей.

На первом этапе расчета гидропривода потери давления и расхода рабочей жидкости учитываются коэффициентами запаса по усилию и скорости.

Коэффициент запаса по усилию учитывает гидравлические потери давления в местных сопротивлениях и по длине гидролиний, а также потери мощности на преодоление инерционных сил, сил механического трения в подвижных соединениях и т.д.

Коэффициент запаса по скорости учитывает утечки рабочей жидкости, уменьшение подачи насоса с увеличением давления в гидросистеме.

Полезная мощность насоса определяется исходя из мощности гидродвигателя, с учетом потерь энергии при ее передаче от насоса к гидродвигателю по формуле

$$N_{\text{нп}} = k_{\text{зу}} k_{\text{зс}} N_{\text{гдв}}, \quad (7.5)$$

где  $N_{\text{нп}}$  – полезная мощность насоса, кВт;  $k_{\text{зу}}$  – коэффициент запаса по усилию,  $k_{\text{зу}} = 1,1 \dots 1,2$ ;  $k_{\text{зс}}$  – коэффициент запаса по скорости,  $k_{\text{зс}} = 1,1 \dots 1,3$ ;  $N_{\text{гдв}}$  – мощность гидродвигателя, кВт.

Меньшие значения коэффициентов следует выбирать для гидроприводов, работающих в легком и среднем режимах, а большие – в тяжелом и весьма тяжелом режимах эксплуатации.

Зная необходимую полезную мощность насоса, определяемую по формуле (7.5), и учитывая, что полезная мощность насоса связана с номинальным давлением и подачей зависимостью  $N_{\text{нп}} = p_{\text{ном}} Q_{\text{н}}$  (см. формулу 2.7), можно найти подачу или рабочий объем насоса по формулам:

$$Q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{нп}}}{p_{\text{ном}}}; \quad (7.6)$$

$$q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{нп}}}{p_{\text{ном}} n_{\text{н}}}, \quad (7.7)$$

где  $N_{\text{нп}}$  – полезная мощность насоса, кВт;  $Q_{\text{н}}$  – подача насоса,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ,  $Q_{\text{н}} = q_{\text{н}} n_{\text{н}}$ ;  $p_{\text{ном}}$  – номинальное давление, МПа;  $q_{\text{н}}$  – рабочий объем насоса,  $\text{дм}^3$  ( $\text{дм}^3/\text{об}$ );  $n_{\text{н}}$  – частота вращения вала насоса,  $\text{с}^{-1}$  ( $\text{об}/\text{с}$ ).

Для того чтобы найти рабочий объем насоса по формуле (7.7), необходимо задаться частотой вращения вала насоса, которая зависит от типа приводного двигателя (двигатель внутреннего сгорания, электродвигатель и др.).

Для мобильных машин в качестве приводных двигателей насосов чаще всего используются дизели с номинальной частотой вращения 1500, 1600, 1700 об/мин и т.д.

Номинальные частоты вращения, установленные ГОСТ 12446-80, следующие: 480, 600, 750, 960, 1200, 1500, 1920, 2400, 3000 об/мин и другие.

Для насосов с приводом от электродвигателей принимаются значения частот вращения соответствующих электродвигателей.

Насос выбирают из технической литературы по двум параметрам, ближайшим к расчетным: номинальному давлению  $p_{ном}$  и рабочему объему насоса  $q_n$ . В пояснительной записке приводится техническая характеристика выбранного насоса.

При выборе насоса следует учитывать, что насосы, рассчитанные на высокое давление, могут быть использованы в гидроприводах, имеющих более низкое давление.

По технической характеристике выбранного насоса производят уточнение действительной подачи насоса:

По технической характеристике выбранного насоса производится уточнение действительной подачи насоса по формуле

$$Q_{нд} = q_{нд} n_{нд} \eta_{об}, \quad (7.8)$$

где  $Q_{нд}$  – действительная подача насоса,  $дм^3/с$ ;  $q_{нд}$  – действительный рабочий объем насоса,  $дм^3$  ( $дм^3/об$ );  $n_{нд}$  – действительная частота вращения вала насоса,  $n_{нд} = n_n, с^{-1}$  ( $об/с$ );  $\eta_{об}$  – объемный КПД насоса.

Действительная частота вращения вала насоса  $n_{нд}$  в формуле (7.8) может отличаться от номинальной частоты вращения вала насоса из его технической характеристики и берется равной частоте  $n_n$ , принятой в формуле (7.7).

Если значения рабочего объема насоса в результате расчетов оказываются большими, то возможно применение двух и более насосов, устанавливаемых параллельно. При этом с целью унификации целесообразно использовать один тип насосов.

### 7.2.2. Определение внутреннего диаметра гидролиний, скоростей движения жидкости

Расчетные значения внутренних диаметров всасывающей, напорной и сливной гидролиний определяют из уравнения неразрывности потока жидкости с учетом размерностей по формуле

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^{-3} Q_{нд}}{\pi V_{ж}}}, \quad (7.9)$$

где  $d_p$  – расчетное значение внутреннего диаметра гидролинии, м;  
 $Q_{нд}$  – действительный расход жидкости (подача насоса),  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;  $V_{ж}$  –  
скорость движения жидкости в гидролинии, м/с.

Скорости движения рабочей жидкости выбирают в зависимости от назначения гидролинии таким образом, чтобы для уменьшения потерь давления на гидравлическое трение режим движения был ламинарным или близким к нему.

Рекомендуемые значения скорости движения рабочей жидкости для всасывающей, напорной и сливной гидролиний приведены в табл. 4.6.

По расчетному значению внутреннего диаметра гидролинии  $d_p$  производят выбор трубопровода по ГОСТ 8734-75, при этом действительное значение диаметра трубопровода  $d$  должно быть больше расчетного, т.е.  $d \geq d_p$ . Значение толщины стенки трубопровода принимают конструктивно равным 2...4 мм.

После выбора трубопроводов производят определение действительных скоростей движения жидкости во всасывающей, напорной и сливной гидролиниях по формуле

$$V_{жд} = \frac{4 \cdot 10^{-3} Q_{нд}}{\pi d^2}, \quad (7.10)$$

где  $V_{жд}$  – действительное значение скорости движения жидкости, м/с;  $d$  – действительное значение внутреннего диаметра гидролинии, м;  
 $Q_{нд}$  – действительный расход жидкости,  $\text{дм}^3/\text{с}$ .

### 7.2.3. Выбор гидроаппаратуры, кондиционеров рабочей жидкости

Гидроаппаратуру (распределители, клапаны, дроссели и др.) выбирают по условную проходу и номинальному давлению. Дополнительным параметром для гидроаппаратуры является номинальный расход рабочей жидкости.

Под условным проходом  $d_y$  по ГОСТу 16516-80 понимается округленный до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода.

Соотношение между условными проходами и действительными внутренними диаметрами по ГОСТу 16516-80 приведены в табл. 7.2.

**Соотношение между условными проходами и действительными внутренними диаметрами**

Условный проход $d_y$ , мм	Диапазон действительных внутренних диаметров $d$ , мм
5,0	4,5...5,7
6,0	5,7...7,2
8,0	7,2...9,0
10,0	9,0...11,0
12,0	11,0...14,0
16,0	14,0...18,0
20,0	18,0...22,5
25,0	22,5...28,5
32,0	28,5...36,0
40,0	36,0...45,0
50,0	45,0...57,0
63,0	57,0...72,0
80,0	72,0...90,0

Перед выбором кондиционеров рабочей жидкости устанавливаются требования к тонкости фильтрации, обуславливаемые в основном типом выбранного насоса. Определяется место установки кондиционера в гидросистеме.

Кондиционеры рабочей жидкости в зависимости от требований, предъявляемых к чистоте рабочей жидкости, выбираются по следующим параметрам: условному проходу, номинальной тонкости фильтрации, номинальной пропускной способности и номинальному давлению.

Выбор рабочей жидкости производится на основе анализа режимов работы и условий эксплуатации гидропривода, а также с учетом конструктивных особенностей используемого гидрооборудования, особенно насоса.

#### **7.2.4. Расчет потерь давления в гидролиниях**

Определение потерь давления при движении жидкости в гидролиниях необходимо для более точного расчета гидродвигателя, а также для определения гидравлического КПД гидропривода.

Потери давления определяют отдельно для каждой гидролинии (всасывающей, напорной, сливной) при определенной температуре рабочей жидкости. В соответствии с известным из гидравлики

принципом наложения потерь потери давления в гидролинии определяют по формуле

$$\Delta p = \Delta p_{\ell} + \Delta p_{\text{м}} \quad , \quad (7.11)$$

где  $\Delta p$  – потери давления в гидролинии, МПа;  $\Delta p_{\ell}$  – потери давления по длине гидролинии (путевые), МПа;  $\Delta p_{\text{м}}$  – потери давления в местных сопротивлениях, МПа.

Потери давления по длине гидролинии (путевые) определяют по формуле

$$\Delta p_{\ell} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{V_{\text{жсд}}^2}{2} \rho \cdot 10^{-6} \quad , \quad (7.12)$$

где  $\Delta p_{\ell}$  – потери давления по длине гидролинии (путевые), МПа;  $\lambda$  – коэффициент путевых потерь (коэффициент Дарси);  $\ell$  – длина гидролинии, м;  $d$  – внутренний диаметр гидролинии, м;  $V_{\text{жсд}}$  – действительная скорость движения жидкости в гидролинии, м/с;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Коэффициент путевых потерь зависит от режима движения жидкости, его определяют по формулам, рекомендуемым в гидравлике:

а) для ламинарного режима ( $Re < 2320$ ):

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad ; \quad (7.13)$$

б) для турбулентного режима ( $Re > 2320$ ):

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad , \quad (7.14)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса,  $Re = V_{\text{жсд}} d / \nu$ , здесь  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Потери давления в местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi \frac{V_{\text{жд}}^2}{2} \rho \cdot 10^{-6}, \quad (7.15)$$

где  $\Delta p_{\text{м}}$  – потери давления, МПа;  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления;  $V_{\text{жд}}$  – средняя скорость движения жидкости, м/с;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Значения коэффициентов для различных видов местного сопротивления (поворот гидролинии, внезапное расширение потока при входе в гидроцилиндр и т.д.) приводятся в технической литературе.

При подсчете суммарных потерь давления в местных сопротивлениях необходимо учитывать потери давления в гидроаппарате, сведения о которых приводятся в технической характеристике выбранных гидроаппаратов. При предварительном расчете гидропривода определение потерь давления не производится.

### 7.2.5. Расчет и выбор гидроцилиндров

Поршневые гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком являются самыми распространенными гидродвигателями поступательного движения выходного звена.

Основными параметрами гидроцилиндров являются: усилие на штоке  $F$ , скорость штока  $V$ , диаметр поршня  $D$ , диаметр штока  $d$  и ход штока  $L$ . Усилие на штоке, скорость штока и ход штока заданы, а диаметры поршня и штока рассчитываются. Расчетные схемы гидроцилиндров приведены на рис. 7.1.

Диаметр поршня гидроцилиндра с поршневой рабочей полостью  $A$  (шток выталкивается, см. рис. 7.1, *a*) определяют из уравнения равновесия сил, действующих на шток:

$$F_1 = p_1 \frac{\pi D^2}{4} - p_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (7.16)$$

где  $F_1$  – усилие на штоке, Н;  $p_1$  – давление в поршневой полости, Па,  $p_1 = p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{н}}$ , здесь  $p_{\text{ном}}$  – номинальное давление,  $\Delta p_{\text{н}}$  – потери давления в напорной гидролинии;  $D$  – диаметр поршня, м;  $p_2$  – давление в штоковой полости, Па,  $p_2 = \Delta p_{\text{с}}$  – потери давления в сливной гидролинии;  $d$  – диаметр штока, м.

Потери давления в напорной и сливной гидролиниях определяются по формуле (7.11).

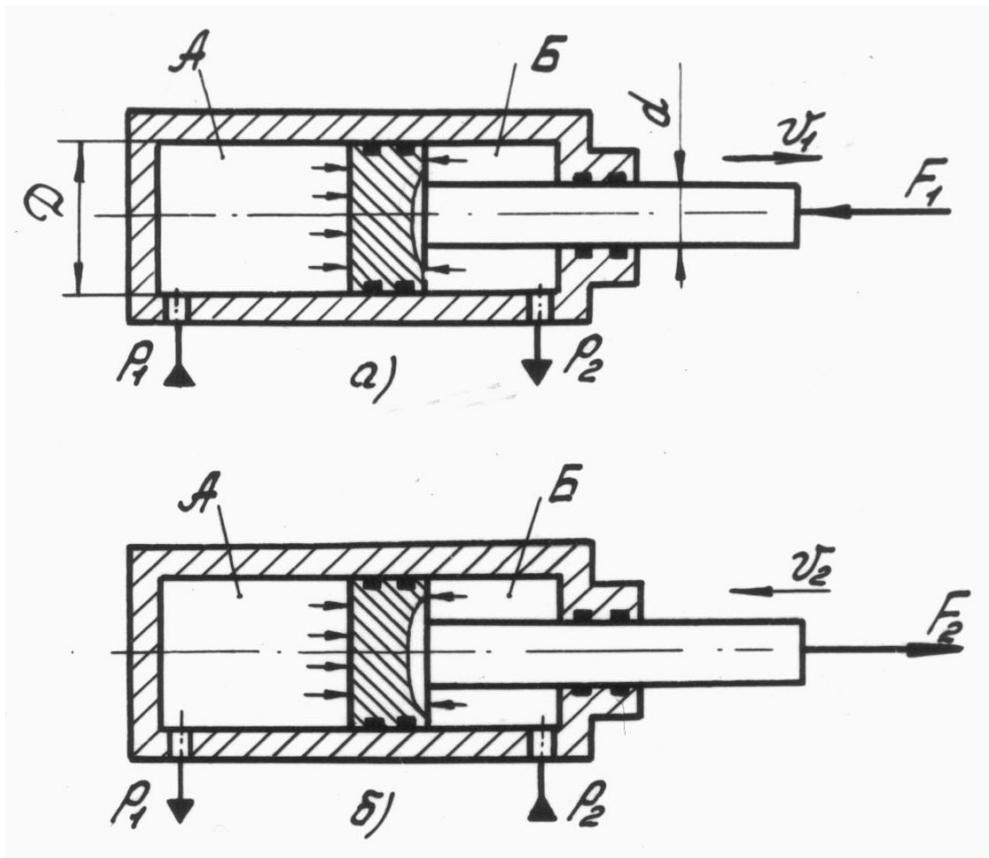


Рис. 7.1. Расчетные схемы гидроцилиндров:  
 а) – с поршневой рабочей полостью;  
 б) – со штоковой рабочей полостью

Задавшись значением коэффициента  $\varphi = d/D = 0,3...0,7$  и решив уравнение (7.16) относительно диаметра поршня, получим следующее выражение:

$$D = D_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi[(p_{ном} - \Delta p_n) - (1 - \varphi^2)\Delta p_c]}} \quad (7.17)$$

После нахождения диаметра поршня определяют диаметр штока  $d = \varphi \cdot D$ .

Для гидроцилиндра со штоковой рабочей полостью Б (шток втягивается, см. рис. 7.1, б) диаметр поршня определяют из формулы

$$F_2 = p_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - p_1 \frac{\pi D^2}{4}, \quad (7.18)$$

где  $F_2$  – усилие на штоке, Н;  $p_2$  – давление в штоковой полости, Па,  $p_2 = p_{ном} - \Delta p_n$ , здесь  $p_{ном}$  – номинальное давление,  $\Delta p_n$  – потери давления в напорной гидролинии;  $D$  – диаметр поршня, м;  $d$  – диаметр

штока, м;  $p_1$  – давление в поршневой полости, Па,  $p_1 = \Delta p_c$ , здесь  $\Delta p_c$  – потери давления в сливной гидролинии.

Решив уравнение (7.18) относительно диаметра поршня при выбранном значении  $\varphi = d/D$ , получим

$$D = D_1 = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi[(p_{ном} - \Delta p_n)(1 - \varphi^2) - \Delta p_c]}} \quad (7.19)$$

Кроме определения диаметра поршня из условия обеспечения заданного усилия  $F$  необходимо произвести еще расчет гидроцилиндра по обеспечению заданной скорости движения штока  $V$ .

В этом случае диаметр поршня вторично определяется из уравнения неразрывности потока жидкости ( $Q_{нд} = VS_{эф}$ , здесь  $S_{эф}$  – эффективная площадь поршня) по формулам:

а) для гидроцилиндра с поршневой рабочей полостью:

$$D = D_2 = \sqrt{\frac{4Q_{нд}}{\pi V}} \quad (7.20)$$

б) для гидроцилиндра со штоковой рабочей полостью:

$$D = D_2 = \sqrt{\frac{4Q_{нд}}{\pi(1 - \varphi^2)V}} \quad (7.21)$$

где  $D$  – диаметр поршня, м;  $Q_{нд}$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $V$  – скорость движения штока, м/с;  $\varphi$  – коэффициент,  $\varphi = d/D$ .

По известным значениям диаметров поршня, полученным по уравнениям (7.17) и (7.20) или (7.19) и (7.21), находим его среднее значение  $D_{cp} = (D_1 + D_2)/2$  и среднее значение диаметра штока гидроцилиндра.

Основные параметры гидроцилиндров, в том числе диаметры поршня и штока, регламентируются ГОСТ 6540-68 “Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров” и другими нормативно-техническими документами, по которым и выбираются ближайшие к средним расчетным значениям диаметры поршня  $D$  и штока  $d$ .

Можно также воспользоваться сведениями по гидроцилиндрам, приведенным в технической литературе. Общие технические требования к гидроцилиндрам определяются ГОСТ 16514-87.

По выбранным стандартным значениям диаметров поршня  $D$  и штока  $d$  определяют действительное усилие  $F_d$ , развиваемое гидроцилиндром, по формуле (7.16) или (7.18).

Действительную скорость движения штока определяют из уравнения неразрывности потока жидкости по формуле

$$V_d = \frac{Q_{нд}}{S_{эф}}, \quad (7.22)$$

где  $V_d$  – действительная скорость штока, м/с;  $Q_{нд}$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $S_{эф}$  – эффективная площадь поршня, м<sup>2</sup>,  $S_{эф} = \pi D^2 / 4$  – для поршневой рабочей полости,  $S_{эф} = \pi / 4 \cdot (D^2 - d^2)$  – для штоковой рабочей полости, здесь  $D$  и  $d$  – стандартные значения диаметров поршня и штока соответственно.

Затем производят сравнение действительных и заданных параметров по относительным величинам:

$$\delta_v = \frac{\Delta V}{V} 100 \% = \frac{V - V_d}{V} 100 \% ; \quad (7.23)$$

$$\delta_F = \frac{\Delta F}{F} 100\% = \frac{F - F_d}{F} 100 \% . \quad (7.24)$$

Допускаемая величина отклонения действительных значений выходных параметров гидроцилиндра от заданных не должна превышать  $\pm 10 \%$ .

Ход штока определяется по кинематической схеме машины, но он должен соответствовать значению, рекомендованному для выбранных значений диаметров поршня и штока.

### 7.2.6. Расчет и выбор гидромоторов

Основными параметрами гидромотора являются рабочий объем  $q_m$ , номинальное давление  $p_{ном}$ , крутящий момент на валу гидромотора  $M$ , частота вращения вала  $n_m$ , расход рабочей жидкости  $Q_m$ .

Мощность, потребляемую гидромотором, определяют по его основным параметрам:

$$N_m = p_m Q_m = p_m q_m n_m, \quad (7.25)$$

где  $N_m$  – мощность гидромотора, кВт;  $p_m$  – перепад давления на гидромоторе, МПа,  $p_m = (p_{ном} - \Delta p_n) - \Delta p_c$ , здесь  $p_{ном}$  – номинальное давление,  $\Delta p_c$  – потери давления в напорной и сливной гидролиниях;  $Q_m$  – расход жидкости через гидромотор,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;  $q_m$  – рабочий объем гидромотора,  $\text{дм}^3$  ( $\text{дм}^3/\text{об}$ );  $n_m$  – частота вращения вала гидромотора,  $\text{с}^{-1}$  ( $\text{об}/\text{с}$ ).

Рабочий объем гидромотора находят из равенства полезной мощности гидромотора, определяемой по формуле (2), и потребляемой мощности (24) по формуле

$$q_m = \frac{2\pi M}{(p_{ном} - \Delta p_n) - \Delta p_c}, \quad (7.26)$$

где  $q_m$  – рабочий объем,  $\text{дм}^3$  ( $\text{дм}^3/\text{об}$ );  $M$  – крутящий момент на валу гидромотора,  $\text{кН}\cdot\text{м}$ ;  $p_{ном}$  – номинальное давление, МПа;  $p_n$  – потери давления в напорной гидролинии, МПа;  $\Delta p_c$  – потери давления в сливной гидролинии, МПа.

Но значение рабочего объема гидромотора должно еще удовлетворять следующему соотношению:

$$Q_{нд} = Q_m = q_m n_m. \quad (7.27)$$

Из формулы (7.27) вторично определяют рабочий объем гидромотора:

$$q_m = \frac{Q_{нд}}{n_m}, \quad (7.28)$$

где  $q_m$  – рабочий объем,  $\text{дм}^3$  ( $\text{дм}^3/\text{об}$ );  $Q_{нд}$  – расход жидкости,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;  $n_m$  – частота вращения вала гидромотора,  $\text{с}^{-1}$  ( $\text{об}/\text{с}$ ).

По среднему значению рабочего объема и остальным параметрам производят выбор гидромотора.

После выбора гидромотора определяют действительные значения частоты вращения вала и крутящего момента, развиваемого гидромотором.

Действительные значения крутящего момента и частоты вращения вала гидромотора вычисляют по формулам

$$M_{д} = \frac{q_{мд} (p_{ном} - \Delta p_n - \Delta p_c)}{2\pi} \cdot \eta_{зм}; \quad (7.29)$$

$$n_{мд} = \frac{Q_{нод}}{q_{мд}} \eta_{об}, \quad (7.30)$$

где  $q_{мд}$  – действительный рабочий объем гидромотора,  $дм^3$  ( $дм^3/об$ );  
 $\eta_{гм}$ ,  $\eta_{об}$  – гидромеханический и объемный КПД гидромотора из его технической характеристики.

Далее приводят сравнение действительных и заданных параметров по относительным величинам

$$\delta_m = \frac{\Delta M}{M} \cdot 100 \% = \frac{M - M_d}{M} \cdot 100 \% ; \quad (7.31)$$

$$\delta_{n_m} = \frac{\Delta n_m}{n_m} \cdot 100 \% = \frac{n_m - n_{мд}}{n_m} \cdot 100 \% . \quad (7.32)$$

Допускаемая величина отклонения не превышает  $\pm 10 \%$ .

### 7.2.7. Определение КПД гидропривода

Коэффициент полезного действия гидропривода позволяет установить эффективность спроектированной машины.

Полный КПД гидропривода определяют произведением гидравлического, механического и объемного (или гидромеханического и объемного) КПД:

$$\eta = \eta_z \eta_m \eta_{об} = \eta_{zm} \eta_{об} \quad (7.33)$$

Гидравлический КПД гидропривода, учитывающий потери давления в гидролиниях, определяется по формуле

$$\eta_z = \frac{p_{ном} - (\Delta p_n + \Delta p_c + \Delta p_в)}{p_{ном}}, \quad (7.34)$$

где  $p_{ном}$  – номинальное давление гидропривода, МПа;  $\Delta p_n$ ,  $\Delta p_в$  – потери давления в напорной, сливной и всасывающей гидролиниях, МПа.

Механический  $\eta_m$  (гидромеханический  $\eta_{gm}$ ) КПД гидропривода определяется произведением механических (гидромеханических) КПД всех последовательно соединенных элементов гидропривода:

$$\eta_m = \eta_{mn} \eta_{mr} \dots \eta_{mgdv}; \quad (7.35)$$

$$\eta_{zm} = \eta_{zmn} \eta_{zmr} \dots \eta_{zmgdv},$$

где  $\eta_{mn}, \eta_{mr}, \dots, \eta_{mgdv}$  – механические КПД насоса, распределителя, ..., гидродвигателя;  $\eta_{zmn}, \eta_{zmr}, \dots, \eta_{zmgdv}$  – гидромеханические КПД насоса, распределителя, гидродвигателя.

Значения механических (гидромеханических) КПД гидрооборудования выбираются из технических характеристик.

Объемный КПД гидропривода  $\eta_{об}$  находится из выражения

$$\eta_{об} = \eta_{обн} \eta_{обр} \dots \eta_{обгдв}, \quad (7.36)$$

где  $\eta_{обн}, \eta_{обр}, \dots, \eta_{обгдв}$  – объемный КПД насоса, распределителя, ..., гидродвигателя.

Объемные КПД элементов гидропривода берутся из их технических характеристик.