

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Кораблестроение и гидравлика»

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ
И ГИДРОПРИВОДЫ

Пособие

для студентов специальностей

1-36 01 05 «Машины и технология обработки металлов давлением»,

1-36 01 06 «Оборудование и технология сварочного производства»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области машиностроительного оборудования и технологий*

Минск
БНТУ
2019

УДК 621.82 (075.8)
ББК 30.123я7
Р24

Составители:

*И. В. Качанов, В. А. Ключников,
И. М. Шаталов, М. К. Щербакова*

Рецензенты:

кандидат технических наук *А. А. Кособуцкий*
кандидат технических наук *А. М. Кравцов*

Р24 **Гидравлика**, гидромашины и гидроприводы: пособие для студентов специальностей 1-36 01 05 «Машины и технология обработки металлов давлением», 1-36 01 06 «Оборудование и технология сварочного производства» / сост.: И. В. Качанов, В. А. Ключников, И. М. Шаталов, М. К. Щербакова. – Минск : БНТУ, 2019. – 30 с.
ISBN 978-985-583-128-1.

В пособии приводятся краткие теоретические сведения, необходимые для расчета гидросистем, справочные данные и методика выполнения расчетно-графической работы по дисциплине «Гидравлика и гидропривод».

УДК 621.82 (075.8)
ББК 30.123я7

ISBN 978-985-583-128-1

© Белорусский национальный
технический университет, 2019

ВВЕДЕНИЕ

Целью выполнения расчетно-графической работы является углубление знаний студентов по основным разделам дисциплины «Гидравлика и гидропривод», научить их применять полученные теоретические знания для решения инженерных задач. Расчетно-графическая работа оформляется в виде пояснительной записки на листах бумаги А4 формата, сброшюрованной вместе со схемами и чертежами. Все листы пояснительной записки, включая графики, схемы, таблицы и приложения (кроме титульного листа и технического задания на проектирование), должны содержать стандартную рамку и иметь сквозную нумерацию страниц. В начале записки приводятся исходные данные и схема гидросистемы. Схема выполняется на отдельном листе с условными обозначениями распределительной и регулирующей гидроаппаратуры, насосов и гидродвигателей согласно действующим ГОСТам и ЕСКД.

Формулы записывают в общем виде с новой строки по центру. Если формула одна и требуется пояснение символов, входящих в нее, то ставят запятую, а если пояснений символов не требуется – точку. Все формулы должны иметь сквозную нумерацию арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа в круглых скобках. Допускается нумерация формул в пределах раздела. Пояснения символов, входящих в формулы, если они не пояснены выше в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой.

Все вычисления следует выполнять с использованием международной системы единиц СИ.

При разработке содержания и вариантов заданий использована работа В. А. Абрамовича и В. А. Голубева «Расчетно-графическая работа» по курсу «Гидравлика и гидравлические машины» (Гомель, БИИЖТ, 1979).

РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

1. Содержание задания

Широкое распространение в системах машин и механизмов получил объемный гидравлический привод, который состоит из объемных гидромашин, гидроаппаратуры, гидролиний (трубопроводов) и вспомогательных устройств. Объемный гидропривод служит для передачи и преобразования механической энергии посредством объемных гидромашин. Рабочий процесс объемной гидромашины основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры. Гидромашина может иметь одну или несколько рабочих камер.

Примерная схема объемного гидропривода поступательного движения с дросселем на входе показана на рис. 1.

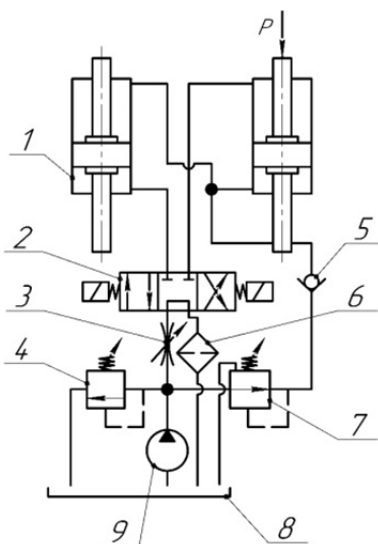


Рис. 1. Схема объемного гидропривода:

- 1 – гидроцилиндр; 2 – гидрораспределитель с электромагнитным управлением;
- 3 – дроссель; 4 – предохранительный клапан; 5 – обратный клапан;
- 6 – фильтр; 7 – редуциционный клапан; 8 – гидробак; 9 – насос

Заданием на расчет объемного гидропривода предусматривается:





- составление схемы гидропривода;
- определение основных размеров силового гидроцилиндра и насоса;
- гидравлический расчет трубопровода;
- определение мощности насоса, гидродвигателя и КПД гидропривода.





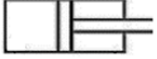

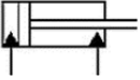


2. Составление схемы гидропривода


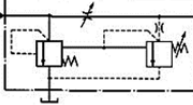
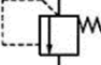
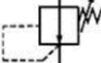



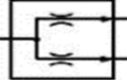
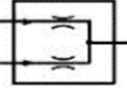
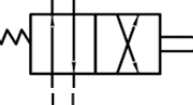
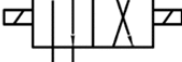
При составлении схемы гидропривода следует использовать условные обозначения по ЕСКД (ГОСТ 2.781-96, 2.782-96 и 2.784-96).






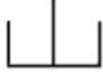

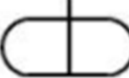


Условные обозначения наиболее употребительных элементов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование элементов гидропривода	Обозначение
<u>Насосы</u>	
Насос нерегулируемый:	
с нереверсивным потоком	
с реверсивным потоком	
Насос регулируемый:	
с нереверсивным потоком	
с реверсивным потоком	

Наименование элементов гидропривода	Обозначение
<u>Гидродвигатели</u>	
Гидромотор:	
Общее обозначение	
Нерегулируемый:	
с нереверсивным потоком	
с реверсивным потоком	
Регулируемый с нереверсивным потоком	
Гидроцилиндр	
Общее обозначение	
Одностороннего действия:	
Поршневой	
Двустороннего действия:	
с односторонним штоком	
с двусторонним штоком	
<u>Гидроаппаратура</u>	
Доссель	
Общее обозначение	

Наименование элементов гидропривода	Обозначение
Дроссель с регулятором давления	
Дроссель с регулятором давления и предохранительным клапаном	
Клапан:	
предохранительный, ограничивающий максимальное давление	
редукционный, поддерживающий постоянное давление на выходе	
дифференциальный или перепада, поддерживающий постоянный перепад давлений	
обратный управляемый	
обратный неуправляемый	
делитель потока	
сумматор потока	
Распределители:	
четырёхлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка и пружинным возвратом	
с управлением от электромагнитов	

Наименование элементов гидропривода	Обозначение
<p>Четырехлинейный, трех позиционный с перекрытием потока в исходном положении:</p>	
<p>с ручным управлением и фиксатором</p>	
<p>с управлением от электромагнитов</p>	
<p>с электрогидравлическим управлением</p>	
<p><u>Вспомогательные устройства</u></p>	
<p>Масляный бак:</p>	
<p>Под атмосферным давлением:</p>	
<p>со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости</p>	
<p>со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости</p>	
<p>С давлением выше атмосферного:</p>	
<p>со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости</p>	
<p>со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости</p>	
<p>Фильтр</p>	
<p>Охладитель жидкости</p>	

3. Определение основных размеров силового гидроцилиндра

Определение основных размеров гидроцилиндра производится в такой последовательности:

– назначается давление p в силовом гидроцилиндре в зависимости от величины усилия P , прикладываемого к штоку одного цилиндра, согласно табл. 2.

Таблица 2

P , кН	10–20	20–30	30–50	50–100
p , МПа	1,6	3,2	5,0	10

– в зависимости от давления в гидросистеме задается отношение диаметра штока к диаметру цилиндра $d_{ш}/d_{ц}$ в пределах, указанных в табл. 3.

Таблица 3

p , МПа	1,6	1,5–5	5
$d_{ш}/d_{ц}$	0,3–0,35	0,5	0,7

– задается значение механического КПД гидравлического цилиндра в пределах $\eta_{мц} = 0,85–0,95$ и определяется диаметр цилиндра и штока по формулам:

для цилиндра с односторонним штоком

$$P = p \frac{\pi d_{ц}^2}{4} \eta_{мц}, \quad (1)$$

для цилиндра с двусторонним штоком

$$P = p \frac{\pi}{4} (d_{ц}^2 - d_{ш}^2) \eta_{мц}. \quad (2)$$

Диаметр гидроцилиндра $d_{ц}$ затем округляется до одного из ближайших стандартных размеров, мм: 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 300, 350, 400.

Диаметр штока $d_{шт}$ также округляется до одного из стандартных размеров, мм: 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200.

4. Гидравлический расчет трубопроводной системы

Для гидравлического расчета трубопроводной системы следует в первую очередь определить скорости движения жидкости на участках от насоса до гидроцилиндра (в подводящей магистрали) и от гидроцилиндра до бака (в сливной магистрали).

Для этого по заданному числу двойных ходов в минуту определяется средняя скорость движения поршня по формуле

$$v_{ср} = \frac{2L \cdot n}{60}, \quad (3)$$

где L – ход поршня;

n – число двойных ходов в минуту.

В гидроцилиндре с односторонним штоком средняя скорость поршня $v_{ср}$ связана с его скоростями v_1 рабочего хода и v_2 обратного хода зависимостью

$$v_{ср} = \frac{v_1 + v_2}{2}. \quad (4)$$

В свою очередь скорости v_1 и v_2 обусловлены подачей рабочей жидкости соответственно в бесштоковую и штоковую полости. Для нерегулируемого насоса расход жидкости в штоковую и бесштоковую полости будет одинаков и связан соотношением

$$v_1 \frac{\pi d_{ц}^2}{4} = v_2 \frac{\pi}{4} (d_{ц}^2 - d_{шт}^2). \quad (5)$$

Используя зависимости (4) и (5), получим

$$v_1 = 2v_{\text{ср}} \frac{a}{1+a}, \quad (6)$$

$$v_2 = 2v_{\text{ср}} \frac{1}{1+a}, \quad (7)$$

где a – постоянная цилиндра,

$$a = 1 - \frac{d_{\text{ш}}^2}{d_{\text{ц}}^2}.$$

В гидроцилиндре с двусторонним штоком $v_1 = v_2 = v_{\text{ср}}$. Зная скорости v_1 и v_2 , можно найти расход в подводящей Q_1 и сливной Q_2 магистралях. Так, например, для скорости v_1 , расходы определяются по формулам:

$$Q_1 = \frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4\eta_{\text{оц}}} v_1; \quad (8)$$

$$Q_2 = \frac{\pi(d_{\text{ц}}^2 - d_{\text{ш}}^2)}{4\eta_{\text{оц}}} v_1, \quad (9)$$

где $\eta_{\text{оц}}$ – объемный КПД гидроцилиндра, равный 0,98–1,00.

Диаметр трубопровода $d_{\text{т}}$ определяется по величине расхода Q_1 из зависимости

$$Q_1 = v \frac{\pi d_{\text{т}}^2}{4}, \quad (10)$$

где v – скорость движения жидкости в трубопроводе, которую в зависимости от величины давления p можно принимать по табл. 4.

Таблица 4

p , МПа	1–2,5	2,5–5,0	5,0–10,0	10,0–15,0
v , м/с	1,3–2,0	2,0–3,0	3,0–4,5	4,5–5,5

Толщина стенки трубопровода δ в первом приближении определяется из условия прочности на разрыв и зависит от величины давления в гидроцилиндре

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma_p]}, \quad (11)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на разрыв.

Величину $[\sigma_p]$ можно принимать равной 30–35 % от предела прочности σ_b .

Толщина стенки δ не должна быть менее 1 мм для трубопроводов из цветных металлов и 0,5 мм для стальных трубопроводов.

Наружные диаметры и толщины стенок наиболее употребительных стальных труб приведены в табл. 5.

Таблица 5

ГОСТ 8734-75		ГОСТ 8732-78	
Наружный диаметр d , мм	Толщина стенки δ , мм	Наружный диаметр d , мм	Толщина стенки δ , мм
20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40	0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5	25; 28; 32; 38; 42; 45; 50	2,5; 2,8; 3,0; 3,5
42, 45, 48, 50, 51, 53, 54, 56, 57, 60, 63, 65, 68, 70, 75, 76	1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5	54; 57; 60; 63; 68; 70	3,0; 3,5

Рассчитав δ и d_T , следует подобрать по соответствующему ГОСТу трубопровод и уточнить скорость движения жидкости в подводящей и сливной магистралях.

Потеря давления (напора) подсчитывается отдельно для участка от насоса до гидроцилиндра и отдельно для участка от гидроцилиндра до бака.

Для схемы с дросселем на входе потеря давления на сливном участке трубопровода ($\Delta p_{сл}$) определяется по формуле

$$\Delta p_{сл} = \rho g (h_l + h_m + h_{расп} + h_{ф}), \quad (12)$$

где h_l , h_m , $h_{расп}$ и $h_{ф}$ – потери напора соответственно по длине, в местных сопротивлениях, распределителе, фильтре;

ρ – плотность жидкости;

g – ускорение силы тяжести.

Потери напора по длине рассчитываются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d_T} \frac{v^2}{2g}, \quad (13)$$

где l – длина трубопровода, м;

λ – коэффициента гидравлического трения.

В этой формуле значение коэффициента гидравлического трения λ , зависит от режима движения.

В случае ламинарного течения $\lambda = \frac{64}{Re}$ и потери напора по длине вычисляются по формуле Пуазейля:

$$h_l = \frac{32\nu l v}{gd_T^2}. \quad (14)$$

При турбулентном течении λ определяется по эмпирическим формулам для разных зон сопротивления. Зона гладко-

стного сопротивления имеет место при $4000 < Re < 20d_T/k_3$, где k_3 – эквивалентная шероховатость. В этой зоне $\lambda = f(Re)$ и значение λ может быть определено при $Re < 10^4$ по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (15)$$

В случае $20 \frac{d_T}{k_3} < Re < 500 \frac{d_T}{k_3}$ имеет место зона докватратичного сопротивления и коэффициент $\lambda = f(Re, \frac{d_T}{k_3})$. В этой зоне величину λ можно определить по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k_3}{d_T} \right)^{0,25}. \quad (16)$$

При $Re > 500 \frac{d_T}{k_3}$ имеет место зона квадратичного сопротивления, где $\lambda = f(\frac{k_3}{d_T})$.

В этой зоне значение λ можно рассчитать по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d_T} \right)^{0,25}. \quad (17)$$

Значения k_3 в зависимости от материала и качества трубы подбирается из справочной литературы [3]. При определении h_l длину сливного участка можно принимать примерно равной половине общей длины трубопроводной системы.

Потери напора в местных сопротивлениях h_m рассчитывают по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g}. \quad (18)$$

Для большинства случаев принимается эмпирическое значение коэффициента местных сопротивлений ζ_m , при этом необходимо иметь в виду, что значение ζ_m приводится в справочной литературе обычно отнесенным к скорости за сопротивлением.

При расчете потерь напора h_m количество и виды местных сопротивлений, включая плавные и резкие повороты, тройники, штуцерные подсоединения труб к гидроагрегатам, следует принять самостоятельно в зависимости от конкретно разработанной схемы.

При ламинарном течении рабочей жидкости потери напора на местном сопротивлении выражаются через эквивалентную длину $l_{\text{экв}}$.

Значения ζ_m для турбулентного режима и $l_{\text{экв}}$ для ламинарного (для типичных местных сопротивлений) приведены в табл. 6.

Таблица 6

Вид местного сопротивления	ζ_m	$\frac{l_{\text{экв}}}{d_T}$
Вход в трубу при острых кромках	0,5	7–8
Выход из трубопровода под уровень	1,0	14–16
Внезапное расширение при входе в силовой цилиндр	0,8–0,9	12–15
Внезапное сужение при выходе из силового гидроцилиндра	0,5	7–8
Внезапное расширение	1,0	7–8
Внезапное сужение	0,5	7–8
Предохранительный и обратный клапан	2–3	32–40
Резкий поворот на 90°	1,1	16–18

Потери напора в золотниковом распределителе могут быть определены по формуле

$$h_{\text{расп}} = \frac{Q_2^2}{2f^2\mu_p^2g}, \quad (19)$$

где Q_2 – расход, м³/с;

f – площадь проходного сечения окна золотника, м²;

μ_p – коэффициент расхода.

Величину f можно принимать из соотношения

$$f = 0,1f_{\text{тр}},$$

где $f_{\text{тр}}$ – площадь сечения подводящего трубопровода.

Коэффициент расхода μ_p при турбулентном движении минеральных масел и для щелей с острыми кромками $\mu_p = 0,6-0,62$.

Для закругленных кромок или кромок с фасками $\mu_p = 0,75-0,8$.

Подставляя рассчитанные значения потерь напора в формулу (12), получим величину потерь давления в сливной магистрали при заданном числе двойных ходов в минуту поршня гидроцилиндра.

Избыточное давление в гидроцилиндре $p_{\text{ц}}$ по другую сторону поршня будет равно:

$$p_{\text{ц}} = \left[\frac{P}{F_{\text{п}}} + \left(1 - \frac{F_{\text{шт}}}{F_{\text{п}}}\right) \Delta p_{\text{сл}} \right] \frac{1}{\eta_{\text{мц}}}, \quad (20)$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поршня;

$F_{\text{шт}}$ – площадь сечения штока.

Потеря давления в подводящей магистрали $\Delta p_{\text{под}}$ на участке насос-гидроцилиндр определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{под}} = \rho g (h_l + h_m + h_{\text{расп}} + h_{\text{др}}), \quad (21)$$

где h_l , h_m , $h_{\text{расп}}$, $h_{\text{др}}$ – потери напора соответственно по длине, в местных сопротивлениях, распределителе и дросселе.

Расчет потерь напора h_l , h_m , $h_{\text{др}}$ производится так же, как и для сливной магистрали трубопровода. Длина участка насос-гидроцилиндр, как и в предыдущем случае, принимается равной половине общей длины трубопроводной системы. Количество плавных и резких поворотов, тройников, штуцерных подсоединений труб к гидроагрегатам – самостоятельно, в зависимости от конкретно разработанной схемы.

При расчете величины $h_{\text{др}}$ полагаем, что в схеме используется дроссель шайбового типа. Потеря напора в таком дросселе определяется по зависимости

$$h_{\text{др}} = \zeta_{\text{др}} \frac{v_{\text{др}}^2}{2g},$$

где $v_{\text{др}}$ – скорость в самом узком проходном сечении дросселя;

$\zeta_{\text{др}}$ – коэффициент сопротивления дросселя, равный 2,0–2,2.

Для определения $v_{\text{др}}$ принимается, что

$$f_{\text{др}} = 0,2 f_{\text{тр}},$$

где $f_{\text{тр}}$ – площадь сечения подводящего трубопровода.

Учитывая, что $v_{\text{др}} = \frac{Q_1}{f_{\text{др}}}$, формулу для определения $h_{\text{др}}$

можно представить в виде

$$h_{\text{др}} = \zeta_{\text{др}} \frac{Q_1^2}{2g f_{\text{др}}^2}.$$

Суммируя полученную величину $p_{ц}$ (формула (20)) с потерей давления $\Delta p_{под}$ на участке насос-гидроцилиндр (формула (21)), получим давление $p_{н}$, непосредственно развиваемое насосом,

$$p_{н} = p_{ц} + \Delta p_{под}. \quad (22)$$

Полагаем далее, что предохранительный клапан отрегулирован на давление $p_{н}$. Поэтому при увеличении сопротивления дросселя часть рабочей жидкости сбрасывается через предохранительный клапан в бак и движение поршня гидроцилиндра замедляется. Однако давление за насосом при этом остается постоянным и равным $p_{н}$.

Приняв несколько значений (4–6) средней скорости поршня, меньших заданной, можно найти соответствующие расходы Q_1 и Q_2 и по ним определить скорости движения жидкости в подводящей $v_{под}$ и сливной $v_{сл}$ магистралях. Это дает возможность рассчитать зависимость $\Delta p_{сл} = f(v_{ср})$ и, используя формулу (20), найти зависимость $\Delta p_{ц} = f(v_{ср})$.

Так как насос при всех значениях $v_{ср}$, меньше заданного, развивает постоянное давление $p_{н}$, то, зная зависимость $p_{ц} = f(v_{ср})$, можно для каждого значения $v_{ср}$ определить потерю давления в подводящей магистрали

$$\Delta p_{под} = p_{н} - p_{ц}.$$

Используя теперь формулу (4), можно найти зависимость $h_{др} = f(v_{ср})$, если предварительно для каждого принятого значения $v_{ср}$ вычислить $h_l = f(v_{ср})$; $h_m = f(v_{ср})$ и $h_{расп} = f(v_{ср})$.

При расчете системы с дросселем на выходе потери давления в подводящей и сливной магистралях определяются соответственно по формулам:

$$\Delta p_{\text{под}} = \rho g (h_l + h_m + h_{\text{расп}}); \quad (23)$$

$$\Delta p_{\text{сл}} = \rho g (h_l + h_m + h_{\text{расп}} + h_{\text{др}} + h_{\text{ф}}). \quad (24)$$

Давление, создаваемое насосом при заданном числе двойных ходов в минуту, определяется так же, как и для схемы с дросселем на выходе с помощью зависимостей (20), (21), (22).

Расчет зависимости $h_{\text{др}} = f(v_{\text{ср}})$ начинается с подсчета потерь напора на подводящей магистрали, а не сливной. В результате сначала получают зависимость $\Delta p_{\text{под}} = f(v_{\text{ср}})$, а затем зависимость $\Delta p_{\text{сл}} = f(v_{\text{ср}})$ с помощью формулы

$$\Delta p_{\text{сл}} = \frac{(p_{\text{н}} - \Delta p_{\text{под}})\eta_{\text{мц}} - \frac{P}{F_{\text{п}}}}{1 - \frac{F_{\text{шт}}}{F_{\text{п}}}}. \quad (25)$$

Используя формулу (24), далее находят зависимость $h_{\text{др}} = f(v_{\text{ср}})$, рассчитав предварительно для каждого значения $v_{\text{ср}}$ величины $h_l = f(v_{\text{ср}})$; $h_m = f(v_{\text{ср}})$; $h_{\text{расп}} = f(v_{\text{ср}})$; $f_{\text{др}} = f(v_{\text{ср}})$.

Гидравлический расчет гидросистемы заканчивается для схемы с дросселем на входе построением графиков: $\Delta p_{\text{сл}} = f(v_{\text{ср}})$; $\Delta p_{\text{под}} = f(v_{\text{ср}})$; $h_{\text{др}} = f(v_{\text{ср}})$. Для схемы с дросселем на выходе строятся графики: $\Delta p_{\text{сл}} = f(v_{\text{ср}})$; $\Delta p_{\text{под}} = f(v_{\text{ср}})$; $h_{\text{др}} = f(v_{\text{ср}})$.

Зная зависимость $h_{др} = f(v_{ср})$, можно с помощью формулы для определения $h_{др}$ найти зависимость $f_{др} = f(v_{ср})$.

5. Определение основных размеров насоса

Расчет основных размеров насоса можно производить в следующем, зависящем от типа насоса, порядке.

1) Шестеренный насос.

Вычислить теоретическую подачу

$$Q_T = \frac{Q_1}{\eta_{он}}$$

Значение $\eta_{он}$ можно принять в пределах 0,95–0,96.

Зная n , об/мин, вычислить рабочий объем насоса q , см³/об, по формуле

$$q = \frac{Q_T}{n}$$

Приняв предварительно ширину шестерни $b = (4-6)m$ и число зубьев $z = 9-15$, вычислить модуль m из формулы $q = 6,5m^2zb$.

Для определения модуля можно воспользоваться также и эмпирической формулой

$$m = (0,3-0,5)\sqrt{Q_T},$$

где Q_T , л/мин, и затем, пользуясь предыдущей формулой, определить ширину колеса.

Рассчитать размеры шестерен:

диаметр начальной окружности $d_H = mz$;

шаг зубчатого зацепления $t = \frac{3,14d_H}{z}$;

диаметр окружности выступов $D_l = m(z + 2)$;

диаметр окружности впадин $D_i = m[z - (2 + c)]$, где c – коэффициент радиального зазора, равный 0,05.

При определении потребляемой мощности можно принять механический КПД $\eta_{\text{мн}} = 0,92-0,94$.

2) Аксиально-поршневой насос.

Определить теоретическую подачу

$$Q_T = \frac{Q_1}{\eta_{\text{он}}}.$$

Значение объемного КПД можно принимать равным $\eta_{\text{он}} = 0,97-0,98$.

Зная частоту вращения n , об/мин, вычислить рабочий объем насоса, $\text{см}^3/\text{об}$, по формуле

$$q = \frac{Q_T}{n}.$$

Задаться нечетным числом цилиндров $z = 7-11$ и значением $i = \frac{h_{\text{max}}}{d}$ в пределах $i = 1-2$, где h_{max} – максимальный ход поршня и вычислить диаметр поршня d по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q}{\pi zi}}.$$

Из выражения $q = \frac{\pi d^2}{4} D_6 \text{tg} \gamma z$ найти угол наклона шайбы γ

$$\gamma = \text{arctg} \frac{4q}{3,14 d^2 D_6 z},$$

где D_6 – диаметр блока по осям цилиндров;

$$D_6 = (0,35-0,4) dz.$$

Угол γ не должен превышать 20° .

Определить наружный диаметр D_H блока по формуле

$$D_H = D_6 + 1,6d.$$

Определить длину цилиндра и поршня по формулам:

$$L_{\text{пор}} = D_6 \operatorname{tg} \gamma + (1,6-2,2)d;$$

$$L_{\text{цил}} = 0,1d + D_6 \operatorname{tg} \gamma + (1,5-2)d.$$

При определении потребляемой мощности механический КПД можно принимать в пределах $\eta_M = 0,93-0,98$.

3) Радиально-поршневой насос.

Определить теоретическую подачу

$$Q_T = \frac{Q_1}{\eta_{\text{он}}}.$$

Значение $\eta_{\text{он}}$ можно принимать в пределах $\eta_{\text{он}} = 0,96-0,98$.

Исходя из заданного значения n , об/мин, найти рабочий объем насоса, $\text{см}^3/\text{об}$, по формуле

$$q = \frac{Q_T}{n}.$$

Задаться нечетным числом цилиндров в пределах $z = 5-11$ и отношением $i = \frac{2e}{d}$ в пределах $1-1,5$, где e – эксцентриситет, и вычислить диаметр поршня d и величину e по формулам:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q}{\pi zi}}; \quad e = \frac{id}{2}.$$

Значение d округлять по ГОСТ 6636-69, значение e – до ближайшего целого числа.

Диаметр распределительной цапфы назначить конструктивно при вычерчивании схемы насоса.

Длину поршня $L_{\text{пор}}$ и $L_{\text{цил}}$ определить по формулам:

$$L_{\text{пор}} = 2e + (1,6-2,2)d;$$

$$L_{\text{цил}} = 0,1d + 2e + (1,5-2)d.$$

Радиус сферы головки поршня принять равным

$$r = (1,5-2,5)d.$$

Механический КПД $\eta_{\text{мн}}$ при определении потребляемой мощности принять в пределах $\eta_{\text{мн}} = 0,85-0,9$.

4) Роторно-пластинчатый насос.

Определить теоретическую подачу

$$Q_{\text{т}} = \frac{Q_1}{\eta_{\text{он}}},$$

где $\eta_{\text{он}}$ – объемный КПД насоса, равный 0,6–0,95.

Вычислить рабочий объем насоса, см³/об, по формуле

$$q = \frac{Q_{\text{т}}}{n},$$

где n – частота вращения вала насоса.

Вычислить значения максимального эксцентриситета по формуле $e_{\text{max}} = k\sqrt{q}$, где k – коэффициент, зависящий от ра-

бочего объема насоса; $k = 1$ при $q \leq 200 \text{ см}^3/\text{об}$; $k = 0,8$ при $200 < q < 500 \text{ см}^3/\text{об}$; $k = 0,6$ при $500 < q < 4000 \text{ см}^3/\text{об}$.

Задаться числом пластин $z = 8-16$ (для получения большей равномерности подачи рекомендуется принимать z кратным 4), толщиной пластины $\delta = 2-2,5$ мм, отношением $k_1 = b/D$ в пределах $0,2-0,55$, где b – ширина пластины; D – диаметр статора и вычислить значение D из формулы

$$q = 2be_{\max} (\pi D + \delta z).$$

Значение k_1 принимается тем больше, чем меньше q .

Принятые окончательно значения D , e , b , z должны обеспечить требуемый рабочий объем насоса.

Радиальная длина пластины может быть принята равной $l = 6e_{\max}$.

Диаметр ротора определяется по формуле

$$d = D - (2e_{\max} + c),$$

где c – зазор между статором и ротором ($c = 1$ мм).

При определении потребляемой мощности $\eta_{\text{мн}}$ принимается равным $0,7-0,9$.

После определения основных размеров вычерчивается в масштабе схема насоса на листе формата А1.

6. Определение мощности насоса, гидродвигателя и КПД гидропривода

Полезная мощность $N_{\text{п}}$, кВт, определяется по величине $p_{\text{н}}$, найденной при гидравлическом расчете трубопроводной системы, и расходу Q_1 по формуле

$$N = \frac{p_{\text{н}} Q_1}{1000}.$$

Принимая механический КПД $\eta_{\text{мн}}$ и объемный КПД насоса $\eta_{\text{он}}$ в соответствии с изложенными выше рекомендациями, найдем потребляемую мощность насоса $N_{\text{п}}$

$$N_{\text{п}} = \frac{N}{\eta_{\text{мн}} \eta_{\text{он}}}.$$

Полезная мощность в кВт на исполнительном органе (штоке) гидродвигателя определяется по формуле

$$N_{\text{шт}} = \frac{P v_1}{1000},$$

где v_1 – скорость движения штока гидроцилиндра, определяемая по формуле (6).

КПД гидропривода $\eta_{\text{г.пр}}$ определяется как отношение полезной мощности $N_{\text{шт}}$ и потребляемой мощности насоса $N_{\text{п}}$

$$\eta_{\text{г.пр}} = \frac{N_{\text{шт}}}{N_{\text{п}}}.$$

Список используемой литературы

1. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.
3. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов. – 2-е изд. – Минск : Вышэйшая школа, 1985. – 382 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Варианты исходных данных для заданий по расчету объемного гидропривода

№ варианта	Данные по гидродвигателю				Общая длина трубопроводной системы, м	Рабочая жидкость и ее свойства			Тип насоса				Регулирование				
	Полезное усилие на штоке одного цилиндра, кН	Число цилиндров	Длина хода поршня, м	n, двойн. ход/мин		Гидроцилиндр	Марка масла	Плотность, ρ , км/м ³	Кинематическая вязкость, ν , сСт	радиально-поршневой	аксиально-поршневой	роторно-пластинчатый	шестеренный	Частота вращения, n, об/мин	дроссель на входе	дроссель на выходе	
1					2												3
1	10	2	1	10	+		10	Инд. 20	890	17-23	+				960	+	
2	15	2	0,9	12		+	12	Инд. 30	900	27-33		+			1950		+
3	20	2	0,8	14		+	14	Инд. 50	920	42-58			+		1000	+	
4	25	2	0,7	16		+	16	Турб. 22	900	20-23				+	1440		+
5	30	2	0,65	17		+	18	Турб. 46	880	44-48	+				1420	+	
6	35	2	0,6	18		+	20	Трансф.	890	9,6		+			1450		+
7	40	1	0,5	19		+	22	Инд. 20	900	17-23			+		1500	+	
8	45	2	0,4	20		+	24	Инд. 30	920	29-33				+	890		+
9	50	1	0,3	25		+	26	Инд. 50	880	42-58	+				1440	+	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
10	55	1	0,7	30		+	28	Турб. 22	900	20-23		+			980		+
11	60	1	0,8	15	+		30	Турб. 46	920	44-48			+		1430	+	
12	65	1	0,9	16		+	10	Трансф.	900	9,6				+	1450		+
13	70	1	1,2	17	+		12	Инд. 20	880	17-23	+				1500	+	
14	75	1	1,1	18		+	14	Инд. 30	890	27-33		+			980		+
15	80	1	1,0	19	+		16	Инд. 50	900	44-48			+		960	+	
16	85	1	0,9	20		+	18	Турб. 22	920	9,6				+	1000		+
17	90	1	0,8	19	+		20	Турб. 46	910	44-48	+				2900	+	
18	95	1	0,7	18		+	22	Трансф.	900	9,6		+			960		+
19	100	1	0,6	17	+		24	Инд. 20	890	17-23			+		2900	+	
20	95	1	0,5	16		+	26	Инд. 30	880	27-33				+	1000		+
21	90	1	0,4	15	+		28	Инд. 50	870	42-58	+				1440	+	
22	85	1	0,6	14		+	30	Турб. 22	920	20-23		+			1420		+
23	80	1	0,7	13	+		10	Турб. 46	910	44-48			+		1450	+	
24	75	1	0,8	12		+	12	Трансф.	900	9,6				+	1500		+
25	70	1	0,9	11	+		16	Инд. 20	810	17-23	+				960	+	
26	65	1	1,0	10		+	18	Инд. 30	886	27-33		+			980		+
27	70	1	0,8	20	+		30	Инд. 50	920	42-58		+			890	+	
28	75	1	0,9	22		+	32	Турб. 22	900	20-23			+		1440		+
29	80	1	1,0	24	+		34	Турб. 46	920	44-48				+	980	+	
30	85	1	1,1	26		+	36	Трансф.	880	9,6	+				1430		+
31	90	1	1,2	28	+		38	Инд. 20	890	17-23		+			1420	+	
32	10	1	0,5	20		+	40	Инд. 30	900	27-33			+		1500		+
33	20	1	0,6	22	+		22	Инд. 50	900	17-23				+	1450	+	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
34	30	1	0,7	24		+	24	Турб. 22	890	20-23	+				890		+
35	35	1	0,8	26	+		26	Турб. 46	900	44-48		+			730	+	
36	40	1	0,9	28		+	28	Инд. 20	920	27-33			+		950		+
37	45	1	1,0	30	+		14	Инд. 30	900	42-58				+	1000	+	
38	50	2	1,1	15		+	16	Инд. 50	920	17-23	+				1440		+
39	55	2	1,2	10	+		18	Трансф.	890	9,6		+			1500	+	
40	60	1	0,5	12		+	20	Турб. 46	880	44-48			+		1420		+
41	65	2	0,6	14	+		22	Турб. 22	920	20-23				+	1440	+	
42	70	1	0,7	16		+	24	Инд. 50	900	42-58	+				980		+
43	75	2	0,8	18	+		26	Инд. 30	920	27-33		+			890	+	
44	80	1	0,9	20		+	28	Инд. 20	900	17-23			+		960		+
45	85	2	1,0	22	+		30	Трансф.	890	9,6				+	730	+	
46	90	1	1,1	24		+	32	Турб. 46	880	44-48	+				960		+
47	95	2	1,2	26	+		34	Турб. 22	920	20-23		+			1000	+	
48	10	1	1,3	28		+	36	Инд. 50	900	42-58			+		1440		+
49	20	2	0,5	30	+		38	Инд. 20	920	27-33				+	1500	+	
50	25	1	0,6	32		+	40	Трансф.	900	17-23	+				1420		+
51	30	2	0,7	34	+		14	Турб. 46	890	9,6		+			1440	+	
52	35	1	0,8	36		+	16	Турб. 22	880	44-52			+		980		+
53	40	1	0,9	38	+		18	Инд. 50	920	9,6				+	960	+	
54	45	1	1,0	40		+	20	Инд. 30	900	44-58	+				1900		+
55	50	1	1,1	42	+		22	Инд. 20	920	20-23		+			1950	+	

Учебное издание

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОДЫ

Пособие

для студентов специальностей

1-36 01 05 «Машины и технология обработки металлов давлением»,

1-36 01 06 «Оборудование и технология сварочного производства»

Составители:

КАЧАНОВ Игорь Владимирович

КЛЮЧНИКОВ Владимир Анатольевич

ШАТАЛОВ Игорь Михайлович

ЩЕРБАКОВА Мария Константиновна

Редактор *В. И. Акулёнок*

Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 17.10.2019. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 1,74. Уч.-изд. л. 1,36. Тираж 100. Заказ 875.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.