

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

# **ГИДРОПРИВОД МОБИЛЬНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**

**ПРАКТИКУМ**

**по одноименному курсу для студентов  
специальности 1-36 12 01 «Проектирование  
и производство сельскохозяйственной техники»  
дневной и заочной форм обучения**

**Электронный аналог печатного издания**

**Гомель 2015**

УДК 62-82(075.8)

ББК 34.447я73

Г46

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом  
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 6 от 24.06.2014 г.)*

Составитель В. Б. Попов

Рецензент: зав. каф. «Гидропневмоавтоматика» ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук, доц. *Д. Л. Стасенко*

**Гидропривод** мобильных сельскохозяйственных машин : практикум по одному.  
Г46 курсу для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / сост. В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2015. – 71 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-260-1.

Изложен теоретический материал для расчета компонентов объемного гидропривода современной мобильной техники, рассмотрены примеры расчета.

Для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» дневной и заочной форм обучения.

УДК 62-82(075.8)

ББК 34.447я73

ISBN 978-985-535-260-1

© Попов В. Б., составление, 2015

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2015

# ГЛАВА 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

## 1.1. Расчет простых трубопроводов постоянного сечения

Простым называется трубопровод постоянного или переменного сечения, который не имеет ответвлений и в котором расход жидкости постоянный по длине (рис. 1.1). Исходными для гидравлического расчета трубопровода являются уравнение Бернулли, которое вследствие постоянства скоростей по длине принимает вид:

$$H = \left( \frac{P_2}{\rho g} + z_2 \right) - \left( \frac{P_1}{\rho g} + z_1 \right) = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (1.1)$$

уравнения неразрывности, а также зависимости для определения потерь напора на трение по длине и в местных сопротивлениях.

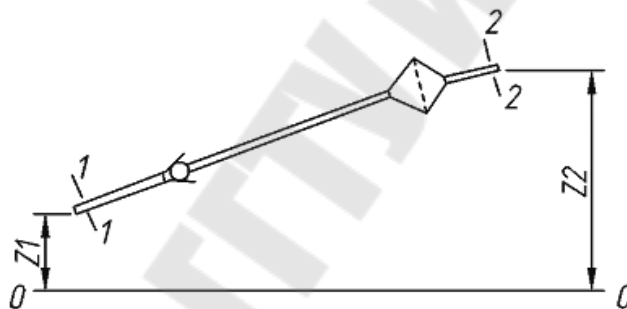


Рис. 1.1. Участок трубопровода

При расчете простых трубопроводов встречаются следующие типовые задачи.

**Задача 1.** Требуется определить расход жидкости  $Q$  при заданных геометрических размерах трубопровода ( $l$ ,  $d$ ,  $\Delta$ ,  $z_1$  и  $z_2$ ), давлениях ( $p_1$  и  $p_2$ ) и местных сопротивлениях ( $\sum \zeta$ ).

Из уравнения (1.1) способом последовательных приближений находят:

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta}}$$

(коэффициент  $\lambda$  в общем случае зависит от числа Рейнольдса, а значит, и от скорости). Затем находится расход жидкости  $Q = vS$ .

**Задача 2.** Заданы: расход жидкости  $Q$ , геометрические размеры трубопровода ( $l, d, \Delta$ ), отметки точек  $z_1$  и  $z_2$ , местные сопротивления ( $\sum \zeta$ ) и давление в конечном сечении трубопровода  $p_2$ . Требуется найти давление в начальном сечении трубопровода  $p_1$ .

Сначала определяют скорость жидкости, число Рейнольдса, область гидравлического сопротивления, коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  и потери напора.

$$h_{\text{п}} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (1.2)$$

Из уравнения (1.1) находят давление  $p_1$ .

**Задача 3.** Определить диаметр трубопровода, при котором расход жидкости равен  $Q$ , если заданы давления  $p_1$  и  $p_2$ , отметки  $z_1$  и  $z_2$ , местные сопротивления ( $\sum \zeta$ ), длина трубопровода  $l$  и шероховатость его стенок  $\Delta$ .

Поскольку в левую часть уравнения (1.1) входят заданные величины, а правая часть его является функцией диаметра, то он может быть найден из этого уравнения подбором.

Более подробно методика гидравлического расчета простых трубопроводов иллюстрируется на конкретных примерах.

### Примеры решения задач

**1.1.** Всасывающий трубопровод насоса имеет длину  $l = 5$  м и диаметр  $d = 32$  мм, высота всасывания  $h = 0,8$  м (рис. 1.2). Определить давление в конце трубопровода (перед насосом), если расход масла ( $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>,  $\nu = 10$  мм<sup>2</sup>/с),  $Q = 50$  л/мин, коэффициент сопротивления колена  $\zeta_{\text{к}} = 0,3$ , вентиля  $\zeta_{\text{в}} = 4,5$ , фильтра  $\zeta_{\text{ф}} = 10$ .

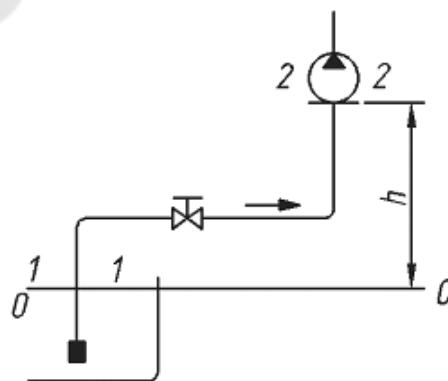


Рис. 1.2. Всасывающий трубопровод

*Решение.* Определяем скорость, число Рейнольдса и коэффициент гидравлического трения по длине при расходе:

$$Q = \frac{5000}{600} = 0,833 \text{ л/с} = 833 \text{ см}^3/\text{с};$$

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 833}{3,14 \cdot 3,2^2} = 104 \text{ см/с};$$

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{104 \cdot 3,2}{0,1} = 3330; \quad \lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{0,3164}{3330^{0,25}} = 0,042.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений:

$$\sum \zeta = \zeta_{\phi} + 2\zeta_{\kappa} + \zeta_{\text{в}} = 10 + 2 \cdot 0,3 + 4,5 = 15,1.$$

Потери напора во всасывающем трубопроводе:

$$h_a = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2g} = \left( 0,042 \frac{5}{0,032} + 15,1 \right) \frac{1,04^2}{2 \cdot 9,81} = 1,2 \text{ м}.$$

Из уравнения Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения O–O:

$$\frac{av_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{av_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_{\text{п}},$$

в котором  $v_1 = 0$ ,  $p_1 = p_a = 10^5 \text{ Па}$ ,  $z_1 = 0$ ,  $v_2 = 1,04 \text{ м/с}$ ,  $z_2 = h$ ,  $h_{\text{п}} = 1,2 \text{ м}$ ,  $\alpha \approx 1$ , находим давление перед насосом:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_a - \rho g(h + h_{\text{п}}) - \frac{\rho}{2} v_2^2 = \\ &= 100000 - 890 \cdot 9,81(0,8 + 1,2) - \frac{890}{2} 1,04^2 = 82000 \text{ Па}. \end{aligned}$$

**1.2.** Определить диаметр напорной гидрوليнии объемного гидропривода, по которой масло подается насосом 3 через обратный гидроклапан 4 и гидрораспределитель 5 в гидроцилиндр 6, если общая длина гидрوليнии  $l = 7,3 \text{ м}$ , потеря давления в ней  $\Delta p = 0,1 \text{ МПа}$ , подача насоса  $Q = 94 \text{ л/мин}$  (рис. 1.3).

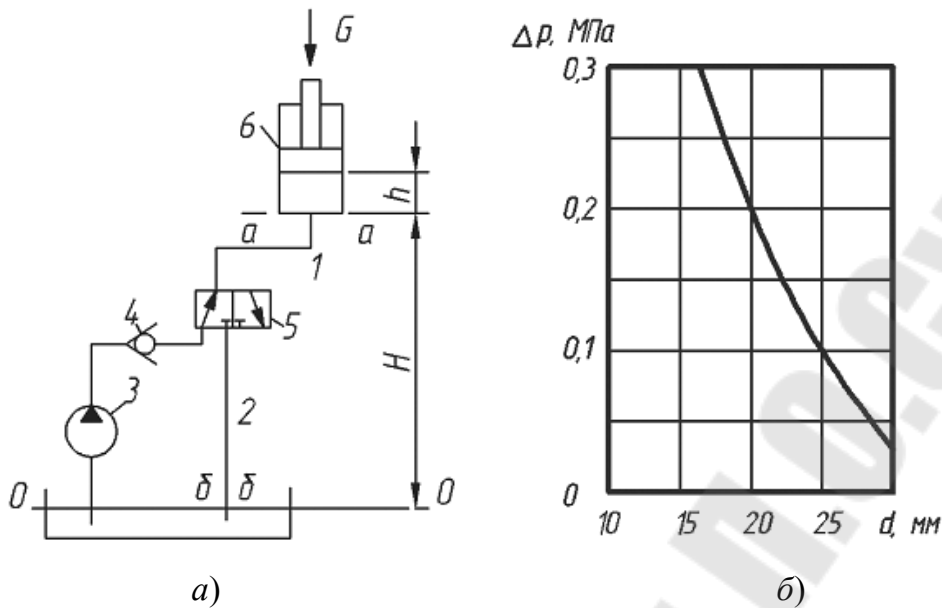


Рис. 1.3. Схема объемного гидропривода (а) и график зависимости потерь давления (б)

Рабочая жидкость имеет плотность  $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$ , кинематическую вязкость  $\nu = 10 \text{ мм}^2/\text{с}$ . В расчетах учесть коэффициенты местных сопротивлений: обратного гидроклапана ( $\zeta_{\text{к}} = 2$ ), колена ( $\zeta_{\text{к}} = 0,33$ ), гидрораспределителя ( $\zeta_{\text{р}} = 2,5$ ). Вертикальным расстоянием между насосом 3 и гидроцилиндром 6 пренебречь. Трубы – гладкие.

*Решение.* Воспользуемся уравнением (1.1) для простого трубопровода:

$$\left( \frac{p_1}{\rho_1} + z_1 \right) - \left( \frac{p_2}{\rho_2} + z_2 \right) = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2g},$$

которое для условий данной задачи ( $p_1 - p_2 = \Delta p$ ,  $z_1 \approx z_2$ ) принимает вид:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{\rho}{2} v^2.$$

Из этого соотношения диаметр трубы  $d$  найдем графоаналитическим способом. Задаемся рядом значений диаметра  $d$  и для каждого из них определяем скорость течения масла, число Рейнольдса, коэффициент гидравлического трения и потери давления  $\Delta p$  по формуле, приведенной выше. Сумма коэффициентов местных сопротивлений:

$$\sum \zeta = \zeta_{\text{к}} + 3\zeta_{\text{к}} + \zeta_{\text{р}} + \zeta_{\text{вых}} = 2 + 3 \cdot 0,33 + 2,5 + 1 = 6,5.$$

Коэффициент потерь на трение будем находить по формуле (1.6), которая применима при  $Re < 100\,000$ :

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

Результаты расчетов сведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

$d$ , мм	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$ , м/с	$Re = \frac{vd}{\nu}$	$\lambda$	$\Delta p$ , МПа
15	7,80	12480	0,0300	0,540
20	4,99	9980	0,0315	0,198
25	3,19	7980	0,0335	0,098
30	2,22	6660	0,0350	0,033

По данным табл. 1.1 построен график  $\Delta p = f(d)$ , с помощью которого по заданному значению  $\Delta p = 0,1$  МПа находим диаметр напорной гидролинии  $d = 25$  мм (рис. 1.3, б).

**1.3.** По условию задачи 1.2 найти время обратного хода поршня гидроцилиндра диаметром  $D = 250$  мм, который совершается под действием веса  $G = 4$  кН поднятого груза, если ход поршня  $h = 250$  мм, размеры труб 1 и 2, соответственно, равны  $l_1 = 5,5$  м,  $d_1 = 20$  мм,  $l_2 = 1,8$  м,  $d_2 = 32$  мм. Вертикальное расстояние от гидроцилиндра до бака  $H = 2$  м. В расчетах учесть местные потери: на входе в трубу из гидроцилиндра ( $\zeta_{вх} = 0,5$ ), в гидрораспределителе ( $\zeta_p = 2,5$ ) и в двух коленах ( $\zeta_k = 0,33$ ).

*Решение.* Сначала определяем расход масла из гидроцилиндра. С этой целью находим скорость движения масла в сливной гидролинии 2 из уравнения Бернулли для сечений  $a-a$  и  $b-b$  относительно плоскости сравнения  $O-O$ :

$$\frac{av_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} + z_a = \frac{av_b^2}{2g} + \frac{p_b}{\rho g} + z_b + h_n,$$

где  $v_a \approx 0$ ;  $p_a = \frac{4G}{\pi D^2}$  – давление масла в гидроцилиндре (весом столба жидкости высотой  $h$  пренебречь);  $z_a = H$ ;  $p_b = 0$  (избыточное давление);  $z_b = H$ ;  $h_n$  – потери напора в трубах 1 и 2.

$$\begin{aligned}
 h_{\text{п}} &= \left( \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_{\text{вх}} + 2\zeta_{\text{к}} \right) \frac{v_1^2}{2g} + \left( \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{п}} \right) \frac{v_2^2}{2g} = \\
 &= \left[ \left( \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_{\text{вх}} + 2\zeta_{\text{к}} \right) \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^4 + \left( \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{п}} \right) \right] \frac{v_2^2}{2g}.
 \end{aligned}$$

После подстановки указанных значений величин, входящих в уравнение Бернулли, и преобразований получаем:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2g \left( H + \frac{4G}{\pi D^2 \rho g} \right)}{1 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{п}} + \left( \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_{\text{вх}} + 2\zeta_{\text{к}} \right) \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^4}}.$$

Поскольку коэффициенты  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  зависят в общем случае от числа Рейнольдса, а значит, и от скорости движения масла, то значение  $v_2$  находим способом последовательных приближений. Опуская ряд приближений, приводим окончательные значения  $\lambda_1 = 0,0325$  и  $\lambda_2 = 0,0365$ . Скорость в трубе 2:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \left( 2 + \frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 880 \cdot 9,81} \right)}{1 + 0,0365 \frac{1,8}{0,032} + 2,5 + \left( 0,0325 \frac{5,5}{0,02} + 0,5 + 2 \cdot 0,33 \right) \left( \frac{32}{20} \right)^4}} = 1,77 \text{ м/с}.$$

Убедимся, что приведенные выше значения коэффициентов  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  определены правильно. С этой целью находим скорость в трубе 1, числа Рейнольдса и коэффициенты гидравлического трения:

$$v_1 = v_2 \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 = 1,77 \left( \frac{32}{20} \right)^2 = 4,53 \text{ м/с};$$

$$\text{Re}_1 = \frac{v_1 d_1}{\nu} = \frac{453 \cdot 2}{0,1} = 9060; \quad \text{Re}_2 = \frac{v_2 d_2}{\nu} = \frac{177 \cdot 3,2}{0,1} = 5660;$$

$$\lambda_1 = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}_1}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{9060}} = 0,0325; \quad \lambda_2 = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}_2}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{5660}} = 0,0365.$$



Вычисленные значения  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  совпадают с принятыми при определении скорости  $v_2$ .

Расход масла, сливающегося в бак:

$$Q = v_2 S_2 = 177 \frac{3,14 \cdot 3,2^2}{4} = 1420 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость опускания поршня гидроцилиндра:

$$v_{\text{п}} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 1420}{3,14 \cdot 25^2} = 2,87 \text{ см/с}.$$

Время полного опускания гидроцилиндра:

$$T = \frac{h}{v_{\text{п}}} = \frac{25}{2,87} = 8,7 \text{ с}.$$

**1.4.** Напорная гидролиния объемного гидропривода имеет длину  $l = 4,8$  м и диаметр  $d = 20$  мм, сливная –  $l_1 = 3,5$  м и  $d_1 = 32$  мм (рис. 1.4, а), подача насоса  $Q = 96$  л/мин, рабочая жидкость – масло промышленное ИС-30 ( $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>).

Пренебрегая утечками жидкости в гидроаппаратуре, построить график зависимости потерь давления в обеих гидролиниях от температуры рабочей жидкости. В расчетах учесть местные сопротивления колен ( $\zeta_{\text{к}} = 0,5$ ), распределителя ( $\zeta_{\text{р}} = 2$ ) и фильтра ( $\zeta_{\text{ф}} = 12$ ).

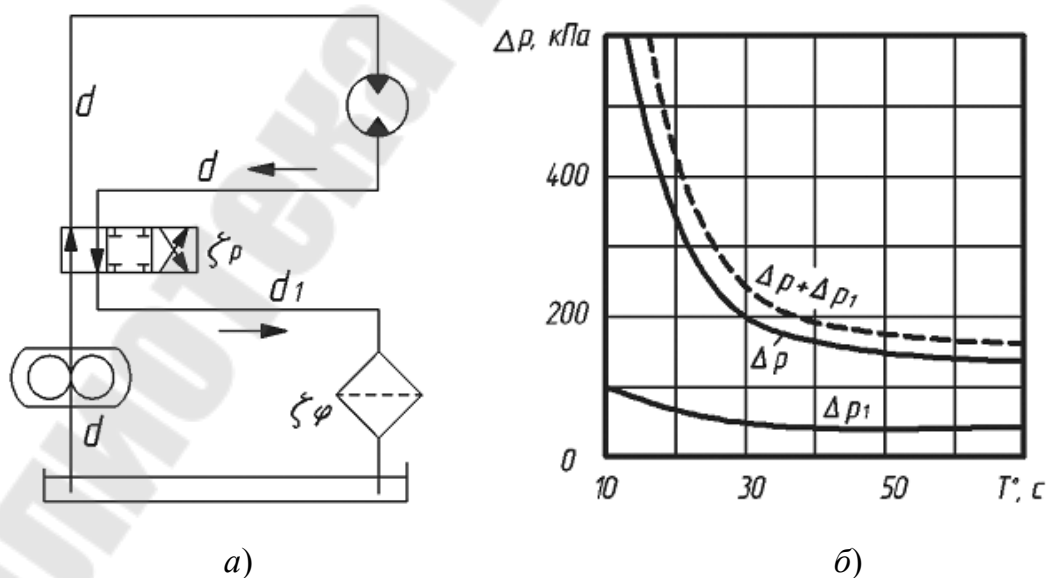


Рис. 1.4. Схема гидропривода (а) и зависимость потерь давления от температуры (б)

Решение. Потери давления в гидротрубах:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{\rho v^2}{2}.$$

Скорости в напорной и сливной гидротрубах:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,096}{3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 60} = 5,1 \text{ м/с};$$

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,096}{3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 60} = 1,99 \text{ м/с},$$

а также суммарные коэффициенты местных сопротивлений:

$$\sum \zeta = 2\zeta_{\kappa} + \zeta_p = 2 \cdot 0,5 + 2 = 3;$$

$$\sum \zeta_1 = 2\zeta_{\kappa} + \zeta_{\phi} = 2 \cdot 0,5 + 12 = 13.$$

После подстановки в выражение (1.2) значений  $l$ ,  $d$ ,  $\sum \zeta$ ,  $\rho$ ,  $v$  для обеих гидротрубок получаем:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{4,8}{0,02} + 3 \right) \frac{890 \cdot 5,1^2}{2} = (278\lambda + 3,34)10^4;$$

$$\Delta p_1 = \left( \lambda_1 \frac{3,5}{0,032} + 3 \right) \frac{890 \cdot 1,99^2}{2} = (19,3\lambda + 2,29)10^4.$$

Таблица 1.2

Гидротрубка	$t, ^\circ\text{C}$	$v, \text{ см}^2/\text{с}$	$\text{Re} = \frac{vd}{\nu}$	$\lambda$	$\Delta p, \text{ МПа}$
Напорная	10	3,00	340	0,221	649
	30	0,80	1280	0,059	199
	50	0,30	3400	0,041	149
	70	0,15	6800	0,035	132
Сливная	10	3,00	212	0,0354	91
	30	0,80	796	0,094	41
	50	0,30	2120	0,035	27
	70	0,15	4250	0,039	30

По этим формулам подсчитаем потери давления в гидротрассах при температуре рабочей жидкости 10, 30, 50, 70.

Результаты всех расчетов сведены в табл. 1.2, по данным которой и построены графики  $\Delta p = f(t)$ ,  $\Delta p_1 = f(t)$ ,  $\Delta p + \Delta p_1 = f(t)$  (рис. 1.4, б), из которых видно, что при изменении температуры рабочей жидкости от 10 до 70 °С суммарные потери давления уменьшились более чем в 5 раз.

## 1.2. Расчет сложных трубопроводов

Под сложными трубопроводами подразумевают систему трубопроводов, имеющих ответвления, параллельные или кольцевые участки, переменный расход и т. д.

При последовательном соединении трубопроводов различного диаметра (рис. 1.5, а) исходят из того, что полные потери напора в трубопроводе равны сумме потерь напора на отдельных его участках ( $h_{\text{п}} = h_{\text{п1}} + h_{\text{п2}}$ ).

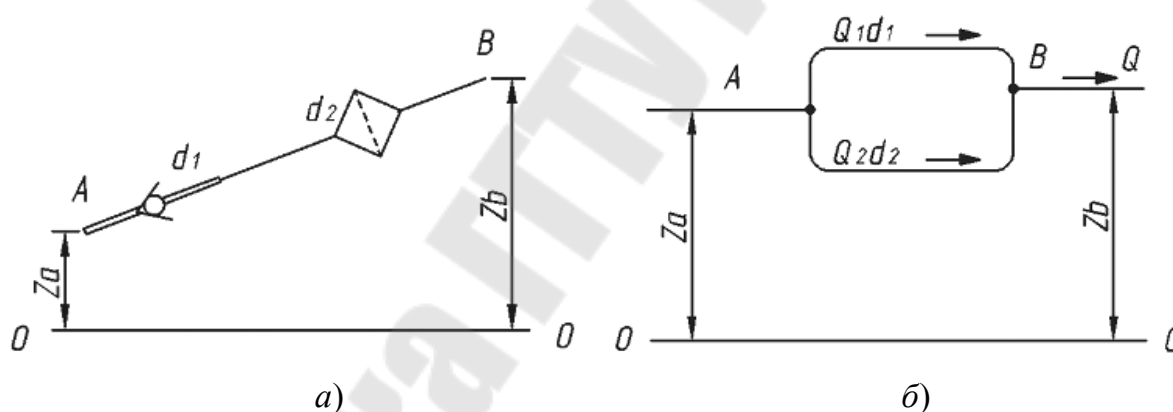


Рис. 1.5. Последовательное (а) и параллельное (б) соединения трубопроводов

Расчет таких трубопроводов целесообразно производить графоаналитическим способом с использованием графиков зависимости потерь напора от расхода (рис. 1.6, а).

При этом кривую  $h_{\text{п}} = f(Q)$  строят сложением ординат кривых  $h_{\text{п1}} = f(Q)$  и  $h_{\text{п2}} = f(Q)$ .

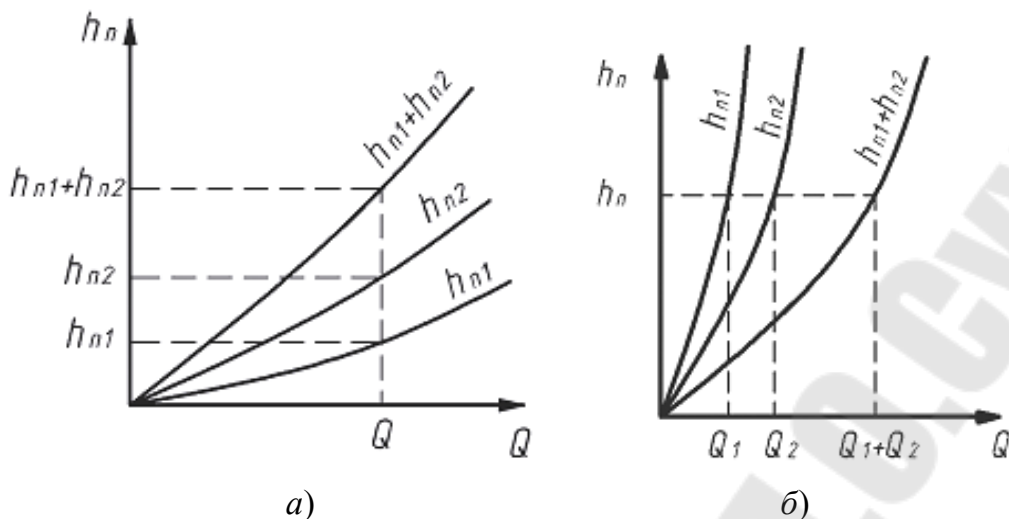


Рис. 1.6. Графики зависимости потерь напора от расхода

При расчете трубопроводов с параллельными ветвями (рис. 1.5, б) исходят из того, что сумма расходов в отдельных ветвях равна полному расходу ( $Q_1 + Q_2 = Q$ ) и что потери напора во всех ветвях одинаковы ( $h_{n1} = h_{n2}$ ). Зависимость полного расхода  $Q$  на разветвленном участке от потерь напора  $h_n$  строится сложением абсцисс кривых  $h_{n1} = f(Q)$  и  $h_{n2} = f(Q)$  (рис. 1.6, б).

Подробно методика расчета последовательно и параллельно соединенных трубопроводов иллюстрируется на конкретных примерах. Рассмотрим схему решения одной из задач на расчет разветвленного трубопровода.

Пусть тупиковый трубопровод (рис. 1.7) имеет всего три участка –  $p_0$ ,  $p_2$  и  $p_3$  – давления в его конечных точках,  $z_0, z_1, z_2, z_3$  – расстояния этих точек от горизонтальной плоскости сравнения. В зависимости от соотношения между пьезометрическими напорами направление движения жидкости в трубопроводах может быть различным:

$$H_0 = z_0 + \frac{p_0}{\rho g}; \quad H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g}; \quad H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g}; \quad H_3 = z_3 + \frac{p_3}{\rho g}.$$

Рассмотрим случай, когда  $H_0 > H_1 > H_2$ ,  $H_1 > H_3$ . Определим полный расход жидкости в трубопроводе  $Q$  и расходы в отдельных его ветвях  $Q_2$  и  $Q_3$ , при заданных геометрических размерах трубопроводов ( $l, d, \Delta$ ), отметках характерных точек  $z_0, z_1, z_2, z_3$  и давлениях в начальной точке ( $p_0$ ) и конечных точках ( $p_2, p_3$ ).

Для решения задачи воспользуемся системой уравнений, связывающих искомые расходы  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  и потери напора на отдельных участках трубопровода:

$$h_{[E]} = H_0 - H_1 = \left( \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \zeta_1 \right) \frac{8Q_1^2}{g\pi^2 d_1^4};$$

$$h_{п2} = H_1 - H_2 = \left( \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \zeta_2 \right) \frac{8Q_2^2}{g\pi^2 d_2^4};$$

$$h_{п3} = H_1 - H_3 = \left( \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \sum \zeta_3 \right) \frac{8Q_3^2}{g\pi^2 d_3^4};$$

$$Q_1 = Q_2 + Q_3. \quad (1.3)$$

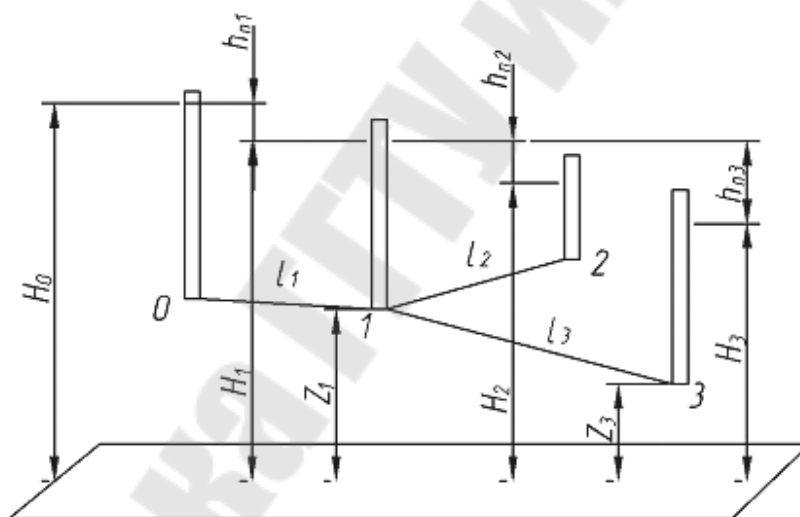


Рис. 1.7. Тупиковый трубопровод

Решение системы уравнений (1.3) целесообразно выполнить графоаналитическим способом. Представим три уравнения системы трубопроводов 1–3, соответственно, для:

$$H_1 = H_0 - \left( \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \zeta_1 \right) \frac{8Q_1^2}{g\pi^2 d_1^4};$$

$$H_1 = H_2 - \left( \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \zeta_2 \right) \frac{8Q_2^2}{g\pi^2 d_2^4};$$

$$H_1 = H_3 - \left( \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \sum \zeta_3 \right) \frac{8Q_3^2}{g\pi^2 d_3^4}.$$

По этим формулам построим графики зависимости пьезометрического напора в узле  $I$  от расхода (рис. 1.8) для всех трубопроводов (кривые 1–3). Согласно последнему уравнению системы (1.2) зависимость суммарного расхода в трубопроводах 2 и 3 от напора  $H_1$  (кривая 2 + 3) строится сложением абсцисс кривых 2 и 3.

Значение напора  $H_1$ , при котором суммарный расход в трубопроводах 2 и 3 равен расходу в трубопроводе 1, и является искомым. Поэтому координаты точки  $A$  пересечения кривых 2 + 3 и 1 определяют решение задачи: ее абсцисса равна полному расходу  $Q$ , а ордината – напору  $H_1$ . Абсциссы точек  $A_2$  и  $A_3$  равны расходам  $Q_2$  и  $Q_3$ .

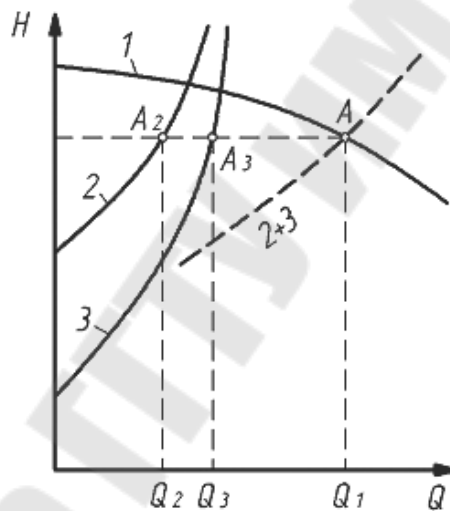


Рис. 1.8. Графики зависимости пьезометрического напора в узле  $I$  от расхода

Другие случаи расчета разветвленных трубопроводов рассмотрены на конкретных примерах.

### Примеры решения задач

**1.5.** В цистерну (рис. 1.9,  $a$ ) вместимостью  $V = 2700$  л бензин ( $\nu = 0,8$  мм<sup>2</sup>/с) заливается из резервуара при напоре  $H = 12$  м по трубе переменного сечения ( $l_1 = 25$  м,  $d_1 = 50$  мм,  $l_2 = 35$  м,  $d_2 = 32$  мм,  $\Delta_1 = \Delta_2 = 0,2$  мм), имеющей три колена ( $\zeta_k = 0,8$ ) и два вентиля ( $\zeta_v = 7,5$ ). Определить время наполнения цистерны бензином.

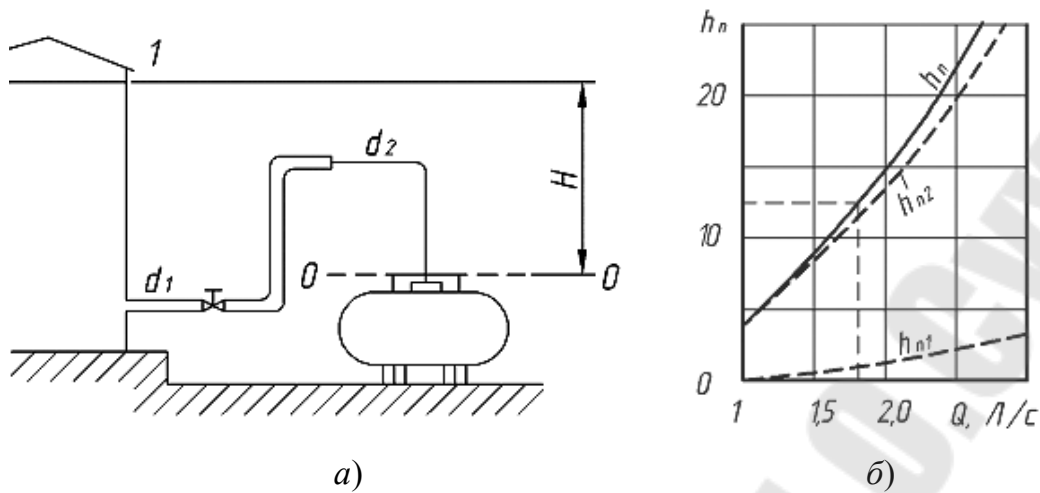


Рис. 1.9. Гидромагистраль цистерны (а) и графики расчетов расхода бензина (б)

*Решение.* Время наполнения цистерны  $T = \frac{V}{Q}$  зависит от расхода, а значит, и от скорости течения бензина, которая зависит от сопротивления трубопровода. Поскольку в общем случае коэффициент потерь на трение зависит от числа Рейнольдса, а значит, и от скорости течения, то задачу об определении расхода можно решить либо способом последовательных приближений, либо графоаналитическим способом.

Уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 относительно плоскости сравнения O-O для заданных условий ( $v_1 = 0$ ,  $p_1 = p_2 = p_3$ ,  $z_1 = H$ ,  $z_2 = 0$ ,  $\frac{\alpha v_1^2}{2g} \approx 0$ ) принимает вид:

$$H = h_{\text{п1}} + h_{\text{п2}},$$

где потери напора равны, соответственно:

$$h_{\text{п1}} = \left( \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_{\text{вх}} + 2\zeta_{\text{к}} + \zeta_{\text{в}} \right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 d_1^4};$$

$$h_{\text{п2}} = \left( \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{а}} + \zeta_{\text{в}} + 2\zeta_{\text{к}} + \zeta_{\text{вых}} \right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 d_2^4},$$

а коэффициенты местных сопротивлений входа  $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$ , выхода  $\zeta_{\text{вых}} = 0,5$ , внезапного сужения:

$$\zeta_a = 0,5 \left[ 1 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right] = 0,5 \left[ 1 - \left( \frac{32}{50} \right)^2 \right] = 0,30.$$

Подставим значения величин, входящих в выражения, для определения потерь напора  $h_{\text{п1}}$  и  $h_{\text{п2}}$ :

$$h_{\text{п1}} = \left( \lambda_1 \frac{25}{0,05} + 0,5 + 2 \cdot 0,8 + 0,75 \right) \frac{8Q^2}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,05^4} = (66,2\lambda_1 + 1,27)10^5 Q^2;$$

$$h_{\text{п2}} = \left( \lambda_2 \frac{35}{0,032} + 0,3 + 7,5 + 0,8 + \right) \frac{8Q^2}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,032^2} = (864\lambda_2 + 7,58)10^5 Q^3.$$

Для построения кривых  $h_{\text{п1}} = f(Q)$  и  $h_{\text{п2}} = f(Q)$  по этим формулам выполнены расчеты, результаты которых сведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Участок трубопровода	$Q$ , л/с	$d$ , мм	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$ , м/с	$Re = \frac{vd}{\nu}$	$\lambda$	$h_{\text{п}}$ , м
1	1	50	0,51	31800	0,031	0,33
	2	50	1,02	62600	0,029	1,28
	3	50	1,53	95400	0,029	2,87
2	1	32	1,24	49800	0,033	3,57
	2	32	2,49	99600	0,031	13,7
	3	32	3,73	149000	0,031	31,2

При выборе формул для определения коэффициента гидравлического трения были использованы вспомогательные величины:

– для первого участка –

$$20 \frac{d_1}{\Delta} = 20 \frac{50}{0,2} = 5000; \quad 500 \frac{d_1}{\Delta} = 500 \frac{50}{0,2} = 125000;$$

– для второго участка –

$$20 \frac{d_2}{\Delta} = 20 \frac{32}{0,2} = 3200; \quad 500 \frac{d_2}{\Delta} = 500 \frac{32}{0,2} = 80000.$$



По данным этих расчетов построены графики  $h_{\text{нп}} = f(Q)$  и  $h_{\text{п2}} = f(Q)$  и  $\Sigma h_{\text{п}} = f(Q)$ , с помощью которых по заданному значению  $H = 12$  м найден расход бензина  $Q = 36$  л/с (рис. 1.9, б).

Время наполнения цистерны:

$$T = \frac{V}{Q} = \frac{2700}{1,8} = 1500 \text{ с} = 25 \text{ мин.}$$

**1.6.** Насос перекачивает нефть ( $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ,  $\nu = 140 \text{ мм}^2/\text{с}$ ) по трубопроводу длиной  $l = 3700$  м и диаметром  $d = 100$  мм. Какое давление  $p_1$  должен создавать насос в начале трубопровода, если его конечное сечение расположено выше начального на величину  $h = 37$  м, давление на выходе атмосферное, а подача насоса  $Q = 36 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Определить длину последовательно включенной вставки диаметром  $D = 150$  мм, при которой в трубопроводе сохранится тот же расход нефти, если давление в начале трубопровода станет равным  $p'_1 = 2,0$  МПа. Потерями напора в местных сопротивлениях пренебречь.

*Решение.* Из зависимости (1.1) для простого трубопровода

$$\left( \frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) - \left( \frac{p_2}{\rho g} + z_2 \right) = h_{\text{тр}},$$

в которой  $z_1 = 0$ ,  $z_2 = h$ ,  $p_2 = 0$  (избыточное давление), получаем:

$$p_1 = \rho g (h + h_{\text{тр}}). \quad (1.4)$$

Для определения потерь напора на трение по длине находим скорость и число Рейнольдса:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 36}{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 3600} = 1,27 \text{ м/с};$$

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{127 \cdot 10}{1,4} = 900 < 2300.$$

Поскольку режим движения ламинарный, то потери напора на трение будем находить по формуле

$$h_{\text{тр}} = \frac{128 \nu l Q}{\pi g d^4} = \frac{128 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4} \cdot 3700 \cdot 36}{3,14 \cdot 9,81 \cdot 0,1^4 \cdot 3600} = 216 \text{ м.}$$

Давление в начальном сечении трубопровода:

$$p_1 = \rho g(h + h_{\text{тр}}) = 900 \cdot 9,81(37 + 216) = 2,23 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,13 \text{ МПа}.$$

Если давление насоса  $p'_1 = 2,0$  МПа и высота  $h = 37$  м, то из уравнения (1.4) определяем потери напора на трение:

$$h'_{\text{тр}} = \frac{p'_1}{\rho g} - h = \frac{2 \cdot 10^6}{900 \cdot 9,81} - 37 = 189 \text{ м}.$$

Поскольку при  $d = 100$  мм  $h_{\text{тр}} = 216$  м, то для уменьшения потерь до  $h'_{\text{тр}} = 189$  м необходима вставка большего диаметра (по условию 150 мм).

Пусть ее длина равна  $x$ . Тогда потери напора в трубопроводе находим как сумму потерь на отдельных его участках:

$$h'_{\text{тр}} = \frac{128\nu x Q}{\pi g D^4} + \frac{128\nu(l-x)Q}{\pi g d^4},$$

или

$$189 = \frac{128 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4} x \cdot 36}{3,14 \cdot 9,81 \cdot 0,15^4 \cdot 3600} + \frac{128 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4} \cdot (3700 - x) 36}{3,14 \cdot 9,81 \cdot 0,1^4 \cdot 3600},$$

откуда  $x = 561$  м.

**1.7.** Насос создает в начале горизонтального трубопровода, имеющего разветвление ( $l_2 = 8$  м,  $d_2 = 16$  мм,  $l'_2 = 5,9$  м,  $d'_2 = 20$  мм), избыточное давление  $p_1 = 120$  кПа (рис. 1.10, а). Определить подачу насоса и расход жидкости ( $\rho = 880$  кг/м<sup>3</sup>,  $\nu = 20$  мм<sup>2</sup>/с) в отдельных ветвях, если размеры трубопровода перед разветвлением  $l_1 = 6$  м,  $d_1 = 32$  мм, после разветвления –  $l_3 = 8$  м,  $d_3 = 32$  мм. В расчетах учесть сопротивление вентиля ( $\zeta_{\text{в}} = 4$ ), остальными местными сопротивлениями пренебречь.

*Решение.* Из уравнения Бернулли для сечений 1–1' и 3–3' относительно плоскости О–О с учетом того, что  $z_1 = z_2 = 0$ ,  $v_1 = v_3$  (так как  $d_1 = d_3$ ), избыточное давление  $p_3 = 0$  в сечении 3–3, получаем:

$$\frac{p_1}{\rho g} = h_{\text{п1}} + h_{\text{п2}} + h_{\text{п3}},$$

где потери напора определяются по формулам:

$$h_{п1} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} - \frac{v_1^2}{2g}; \quad h_{п2} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} - \frac{v_2^2}{2g};$$

$$h'_{п2} = \left( \lambda'_2 \frac{l'_2}{d'_2} + \zeta_B \right) \frac{v_2'^2}{2g}; \quad h'_{п3} = \left( \lambda'_3 \frac{l'_3}{d'_3} + \zeta_B \right) \frac{v_3'^2}{2g}.$$

По этим формулам построим зависимости потерь напора от расхода (рис. 1.10, б). Расчеты выполнены в табличной форме (табл. 1.4).

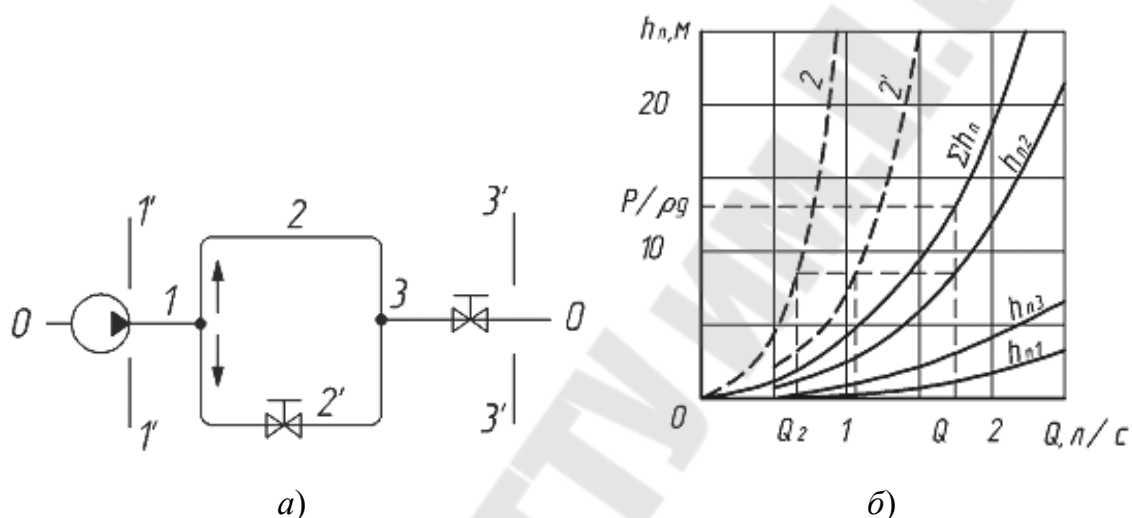


Рис. 1.10. Схема сложного трубопровода (а) и график зависимости потерь напора от расхода (б)

Зависимость потерь напора на разветвленном участке от полного расхода построена путем сложения абсцисс кривых 2 и 2', а зависимость суммарных потерь напора (кривая  $\Sigma h_n$ ) от расхода построена путем сложения ординат кривых  $h_{п1}$ ,  $h_{п2}$ ,  $h_{п3}$  (рис. 1.10, б).

По известному значению суммарных потерь напора:

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{12000}{880 \cdot 9,8} = 14 \text{ м}$$

с помощью графика  $\Sigma h_n = f(Q)$  находим полный расход жидкости в трубопроводе (подачу насоса):  $Q = 1,65$  л/с, а по кривым 2 и 2' – расходы в отдельных ветвях:

$$Q_2 = 0,60 \text{ л/с}, \quad Q'_2 = 1,05 \text{ л/с}.$$

Таблица 1.4

Участок трубопровода	$Q$ , л/с	$d$ , мм	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$ , м/с	$Re = \frac{vd}{\nu}$	$\lambda$	$h_{п}$ , м
1	32	1,5	1,27	2990	0,043	1,26
	32	2,0	2,49	3980	0,040	2,06
	32	2,5	3,11	4980	0,038	3,02
2	16	0,5	2,49	1990	0,032	5,06
	16	0,75	3,73	2980	0,043	15,30
	16	1,0	4,98	3980	0,040	25,30
2'	20	0,6	1,91	1910	0,034	2,61
	20	1,0	3,18	3180	0,042	8,46
	20	1,4	4,46	4400	0,039	15,74
3	32	1,5	1,87	2990	0,043	2,63
	32	2,0	2,49	3980	0,040	4,43
	32	2,5	3,11	4980	0,038	6,66

**1.8.** Определить подачу насоса и давление  $p_1$ , которое он создает в начале трубопровода 1 (рис. 1.11), если расход масла ( $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$ ,  $\nu = 12 \text{ мм}^2/\text{с}$ ) в трубопроводе 2' равен  $Q'_2 = 1,5 \text{ л/с}$ , длины и диаметры трубопроводов, соответственно, равны:  $l_1 = 2,5 \text{ м}$ ,  $d_1 = 25 \text{ мм}$ ,  $l_2 = 1,4 \text{ м}$ ,  $d_2 = 16 \text{ мм}$ ,  $l'_2 = 3,2 \text{ м}$ ,  $d'_2 = 20$ ,  $l_3 = 1,5 \text{ м}$ ,  $d_3 = 32 \text{ мм}$ . Учесть коэффициенты местных сопротивлений фильтра ( $\zeta_{\phi} = 10$ ), вентиля ( $\zeta_{в} = 5,0$ ) и колен ( $\zeta_{к} = 0,5$ ), давление в конце трубы 3 атмосферное.

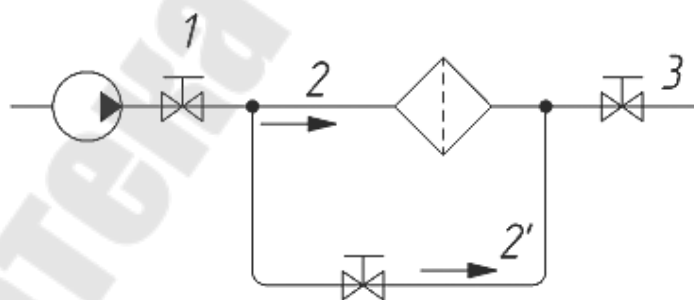


Рис. 1.11. Схема сложного трубопровода

**Решение.** Определяем потери давления на разветвленном участке, которые равны потерям давления в трубопроводе 2':

$$v' = \frac{4Q'_2}{\pi(d'_2)^2} = \frac{4 \cdot 1500}{3,14 \cdot 2^2} = 478 \text{ см/с}; \quad Re'_2 = \frac{v'_2 d'_2}{\nu} = \frac{478 \cdot 2}{0,12} = 7970;$$

$$\lambda_2 = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}'_2}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{7970}} = 0,0335;$$

$$\begin{aligned} \Delta p'_2 &= \left( \lambda'_2 \frac{l'_2}{d'_2} + 2\zeta_{\text{к}} + \zeta_{\text{в}} \right) \frac{\rho(v'_2)^2}{2} = \\ &= \left( 0,0335 \frac{3,2}{0,02} + 2 \cdot 0,5 + 5 \right) \frac{890 \cdot 4,78^2}{2} = 114000 \text{ Па} = 114 \text{ КПа}. \end{aligned}$$

Такими же будут потери давления в трубопроводе 2, т. е.

$$\Delta p_2 = \left( \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{ф}} \right) \frac{\rho v_2^2}{2} = \left( \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{ф}} \right) \frac{8\rho Q_2^2}{\pi^2 d_2^4}.$$

Из этого равенства определим расход жидкости в трубопроводе 2 способом последовательных приближений, так как  $\lambda_2$  зависит от  $Q_2$ . Покажем, что ему удовлетворяет значение  $\lambda_2 = 0,036$ :

$$\begin{aligned} Q_2 &= \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p_2}{\rho \left( \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{ф}} \right)}} = \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} = \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot 114000}{880 \left( 0,036 \frac{1,4}{0,016} + 10 \right)}} = 8,92 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 892 \text{ см}^3/\text{с}; \end{aligned}$$

$$v_2 = \frac{4Q_2}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 892}{3,14 \cdot 1,6^2} = 444 \text{ см/с};$$

$$\text{Re}_2 = \frac{v_2 d_3}{\nu} = \frac{444 \cdot 1,6}{0,12} = 5920;$$

$$\lambda_2 = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}_2}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{5920}} = 0,036.$$

Следовательно, в трубопроводе 2 расход масла  $Q_2 = 0,892$  л/с, а в трубопроводах 1 и 3:

$$Q = Q_2' + Q_2 = 1,5 + 0,89 = 2,39 \text{ л/с.}$$

Результаты расчета потерь давления в трубопроводах 1, 3 приведены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Трубо-провод	$Q$ , л/с	$d$ , мм	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$ , м/с	$Re = \frac{vd}{\nu}$	$\lambda$	$\Delta p = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{\rho v^2}{2}$ , кПа
1	2,39	25	4,88	10200	0,0315	85
3	2,39	32	2,98	7950	0,0335	26

Давление, которое должен создавать насос в начале трубопровода 1:

$$p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 = 85 + 114 + 26 = 225 \text{ кПа.}$$

**1.9.** Насос подает к узлу А постоянный расход жидкости  $Q = 30$  л/мин (рис. 1.12, а). Пренебрегая потерями давления на трение в трубопроводах, построить график зависимости расхода  $Q_1$  жидкости через фильтр ( $\zeta_\phi = 10$ ) от коэффициента сопротивления вентиля  $\zeta_B$ .

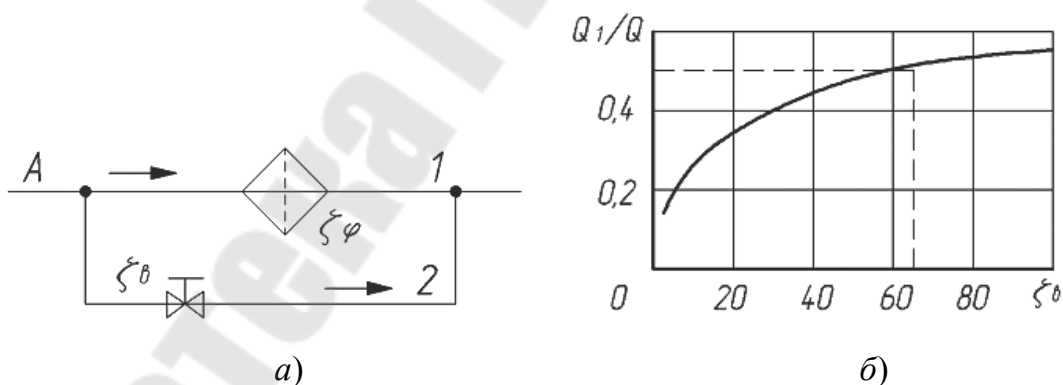


Рис. 1.12. Схема соединения (а) и графическая зависимость расхода жидкости от коэффициента сопротивления (б)

При каком значении  $\zeta_B$  фильтр будет пропускать половину полного расхода?

Диаметры трубопроводов  $d_1 = 20$  мм,  $d_2 = 32$  мм. Потерями давления на поворотах трубопровода 2 пренебречь.

*Решение.* При параллельном соединении потери давления в трубопроводах 1 и 2 одинаковы:

$$\zeta_{\Phi} \frac{\rho v_1^2}{2} = \zeta_{\Phi} \frac{\rho v_2^2}{2}.$$

После подстановки в это равенство значений:

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi d_1^2}; \quad v_2 = \frac{4Q_2}{\pi d_2^2}; \quad Q_2 = Q - Q_1$$

и преобразований получаем:

$$Q_1 = \frac{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \sqrt{\frac{\zeta_B}{\zeta_{\Phi}}}}{1 + \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \sqrt{\frac{\zeta_B}{\zeta_{\Phi}}}} Q.$$

По этой формуле построен график  $Q_1 = f(\zeta_B)$  (при  $Q = 30$  л/мин =  $0,5$  л/с,  $\zeta_{\Phi} = 10$ ,  $d_1 = 20$  мм,  $d_2 = 32$  мм), с помощью которого находим, что  $Q_1 = 0,5Q = 0,25$  л/с достигает при  $\zeta_B = 65$  (рис. 1.12, б).

**1.10.** На рис. 1.13 показана упрощенная схема системы смазки одного из двигателей внутреннего сгорания, которая включает в себя шестеренный насос, фильтр ( $\zeta_{\Phi} = 10$ ), масляный радиатор ( $\zeta_p = 5$ ) и трубопроводы 1, 2 и 3 ( $l_1 = 1,2$  м,  $d_1 = 8$  мм,  $l_2 = 0,2$  м,  $d_2 = 3$  мм,  $l_3 = 2,7$  м,  $d_3 = 6$  мм).

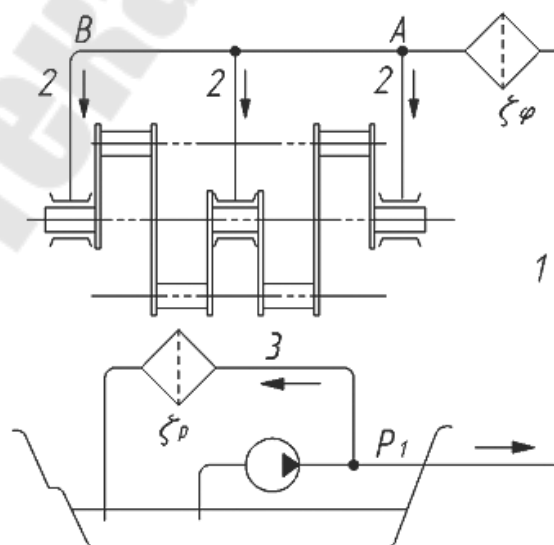


Рис. 1.13. Схема смазки ДВС

Пренебрегая потерями давления в масляной магистрали (участок  $AB$ ), из которой смазка ( $\rho = 895 \text{ кг/м}^3$ ,  $\nu = 10 \text{ мм}^2/\text{с}$ ) подводится к трем коренным подшипникам коленчатого вала, определить подачу и давление насоса, если объемный расход на каждый подшипник  $Q_0 = 20 \text{ см}^3/\text{с}$ , давление воздуха в картере – атмосферное. Принять потери давления в подшипнике  $\Delta p_{\text{п}} = 0,852 \text{ МПа}$ .

*Решение.* Из уравнения Бернулли для начального и конечного сечений трубопровода 2, в котором  $v_{\text{нач}} \approx v_{\text{кон}}$ ,  $z_{\text{нач}} \approx z_{\text{кон}}$ , получаем:

$$p_A = \Delta p_{\text{п}} + \Delta p_2,$$

где  $p_A$  – давление в любой точке масляной магистрали;  $\Delta p_{\text{п}}$  – потеря давления в подшипнике;  $\Delta p_2$  – потеря давления на трение в трубопроводе 2, для определения которой находим скорость, число Рейнольдса и коэффициент гидравлического трения:

$$v_2 = \frac{4Q_0}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,3^2} = 283 \text{ см/с};$$

$$\text{Re}_2 = \frac{v_2 d_2}{\nu} = \frac{283 \cdot 0,3}{0,1} = 849;$$

$$\lambda_2 = \frac{64}{\text{Re}_2} = \frac{64}{849} = 0,075;$$

$$\Delta p_2 = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{\rho v_2^2}{2} = 0,075 \frac{0,20}{0,003} \frac{895 \cdot 2,83^2}{2} = 18000 \text{ Па}.$$

Давление в масляной магистрали:

$$p_A = \Delta p_{\text{п}} + \Delta p_2 = 0,852 + 0,018 = 0,87 \text{ МПа}.$$

Давление в начальном сечении трубопровода 1:

$$p_1 = p_A + \Delta p_1,$$

где  $\Delta p_1$  – потеря давления в трубопроводе 1, для определения которой находим:

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,8^2} = 120 \text{ см/с},$$



где  $Q_1 = 3Q_0 = 3 \cdot 20 = 60$  см/с – расход в трубопроводе 1;

$$Re_1 = \frac{v_1 d_1}{\nu} = \frac{120 \cdot 0,8}{0,1} = 960;$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{Re_1} = \frac{64}{960} = 0,067;$$

$$\Delta p_1 = \left( \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_{\Phi} \right) \frac{\rho v_1^2}{2} = \left( 0,067 \frac{1,20}{0,008} + 10 \right) \frac{895 \cdot 1,2^2}{2} = 12900 \text{ Па};$$

$$p_1 = p_A + \Delta p_1 = 0,87 + 0,013 = 0,883 \text{ МПа}.$$

Расход масла  $Q_3$  через масляный радиатор определяем из уравнения Бернулли, дописанного для начального и конечного сечений трубопровода 3, которое после упрощений ( $z_{\text{нач}} \approx z_{\text{кон}}, v_{\text{нач}} \approx v_{\text{кон}}$ ) примет вид:

$$p_3 = \Delta p_3 = \left( \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \zeta_{\Phi} \right) \frac{8\rho Q_3^2}{\pi^2 d_3^4},$$

откуда

$$Q_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} \sqrt{\frac{2p_1}{\rho \left( \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \zeta_p \right)}}.$$

Расход определяем по методу последовательных приближений. Пусть  $\lambda_3 = 0,036$ , тогда:

$$Q_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} \sqrt{\frac{2p_1}{\rho \left( \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \zeta_p \right)}} = \frac{3,14 \cdot 0,006^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot 883000}{895 \left( 0,036 \frac{2,70}{0,006} + 5 \right)}} =$$

$$= 273 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 273 \text{ см}^3/\text{с};$$

$$v_3 = \frac{4Q_3}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 273}{3,14 \cdot 0,6^2} = 966 \text{ см/с};$$

$$\text{Re}_3 = \frac{v_3 d_3}{\nu} = \frac{966 \cdot 0,6}{0,1} = 5800;$$

$$\lambda_3 = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}_3}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{5800}} = 0,0362.$$

Поскольку вычисленное значение  $\lambda_3$  практически совпадает с принятым ( $0,0362 \approx 0,0360$ ), то уточнять значение расхода не нужно. Принимаем  $Q = 273 \text{ см}^3/\text{с}$ . Подача насоса:

$$Q = Q_1 + Q_3 = 60 + 273 = 333 \text{ см}^3/\text{с}.$$

### 1.3. Неустановившееся движение жидкости в трубопроводах. Гидравлический удар

Уравнение Бернулли для напорного неустановившегося движения в цилиндрической трубе имеет вид:

$$\frac{av_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{av_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_{\text{п}} + h_{\text{ин}}, \quad (1.5)$$

где  $h_{\text{п}}$  – потери напора, определяемые приближенно по тем же формулам, что и при установившемся движении;  $h_{\text{ин}}$  – инерционный напор, вычисляемый для трубы постоянного сечения по формуле

$$h_{\text{ин}} = \frac{l}{g} \frac{dv}{dt}, \quad (1.6)$$

где  $l$  – длина участка трубы между сечениями 1–1 и 2–2;  $dv/dt$  – ускорение жидкости в трубе. Расход в данный момент времени при напорном неустановившемся движении одинаков во всех сечениях потока.

Гидравлическим ударом называется колебательный процесс, состоящий из чередующихся резкого повышения и понижения давления, вызванный мгновенным изменением скорости жидкости. Он может возникнуть при быстром закрытии задвижки, мгновенной остановке насоса, внезапном перекрытии гидротурбины. Различают прямой и непрямой гидравлический удар.

Прямой гидравлический удар имеет место тогда, когда время закрытия задвижки  $T_3$  меньше продолжительности фазы гидравлического удара, т. е.

$$T_3 < T_\phi = \frac{2l}{c}, \quad (1.7)$$

где  $l$  – длина трубопровода;  $c$  – скорость распространения ударной волны, определяемая по формуле

$$c = \sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho \left( 1 + \frac{E_{\text{ж}} d}{E \delta} \right)}}, \quad (1.8)$$

где  $E_{\text{ж}}$  и  $E$  – соответственно, модули упругости жидкости и материала стенок трубопровода;  $\rho$  – плотность жидкости;  $d$  и  $\delta$  – внутренний диаметр и толщина стенки трубопровода. При  $T_3 > T_\phi$  возникает не-прямой гидравлический удар. Повышение давления при прямом гидравлическом ударе определяется по формуле Жуковского:

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho v_0 c, \quad (1.9)$$

где  $v_0$  – скорость движения жидкости в трубопроводе до гидравлического удара;  $c$  – скорость распространения волны. При непрямом гидравлическом ударе повышение давления будет меньшим:

$$\Delta p'_{\text{уд}} = \Delta p_{\text{уд}} \frac{T_\phi}{T_3}. \quad (1.10)$$

### Примеры решения задач

**1.11.** Произвести проверку на прочность стальной трубы диаметром  $d = 200$  мм, в которой возможен прямой гидравлический удар. Толщина стенок трубы  $\delta = 4$  мм, допускаемое напряжение на растяжение  $[\sigma] = 140$  МПа, скорость движения воды  $v_0 = 5$  м/с, давление до удара  $p_0 = 0,25$  МПа.

*Решение.* Скорость распространения ударной волны равна:

$$c = \sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho \left( 1 + \frac{E_{\text{ж}} d}{E \delta} \right)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^9}{10^3 \left( 1 + \frac{2 \cdot 10^9 \cdot 200}{2 \cdot 10^{11} \cdot 4} \right)}} = 1150 \text{ м/с},$$

где  $E_{\text{ж}} = 2 \cdot 10^9$  Па – объемный модуль упругости воды;  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воды;  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па – модуль упругости стали.

Повышение давления при гидравлическом ударе:

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho v_0 c = 1000 \cdot 5 \cdot 1150 = 5,75 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,75 \text{ МПа.}$$

Полное давление жидкости:

$$p = p_0 + \Delta p_{\text{уд}} = 0,25 + 5,75 = 6,00 \text{ МПа.}$$

Сила, разрывающая трубу по диаметральному сечению, воспринимается двумя сечениями стенки:

$$pdl = 2\sigma l\delta.$$

Напряжение в стенке трубы:

$$\sigma = \frac{pd}{2\delta} = \frac{6 \cdot 200}{2 \cdot 4} = 150 \text{ МПа} > 140 \text{ МПа.}$$

Следовательно, прочность трубопровода недостаточна.

**1.12.** К гидрораспределителю, время срабатывания которого  $T_3 = 0,03$  с, подводится расход масла ( $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ,  $E_{\text{ж}} = 1,35 \cdot 10^9 \text{ МПа}$ )  $Q = 1$  л/с по латунному трубопроводу длиной  $l = 7,5$  м диаметром  $D = 16$  мм. Перед гидрораспределителем установлен шариковый предохранительный клапан диаметром  $d = 12$  мм, жесткость пружины которого  $c = 50$  Н/мм. Определить величину предварительного поджатия пружины  $x_0$ , при котором клапан срабатывает при гидравлическом ударе, если толщина стенки трубопровода  $\delta = 1$  мм, модуль упругости латуни  $E = 1,13 \cdot 10^{11}$  Па, начальное давление  $p_0 = 0,5$  МПа.

*Решение.* Для определения величины повышения давления при гидравлическом ударе находим скорость распространения ударной волны и скорость движения жидкости в трубопроводе:

$$c = \sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho \left(1 + \frac{E_{\text{ж}}}{E} \frac{D}{\delta}\right)}} = \sqrt{\frac{1,35 \cdot 10^9}{900 \left(1 + \frac{1,35 \cdot 10^9}{1,13 \cdot 10^{11}} \frac{16}{1}\right)}} = 1120 \text{ м/с;}$$

$$v_0 = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,001}{3,14 \cdot 0,016^2} = 4,98 \text{ м/с;}$$

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho v_0 c = 900 \cdot 4,98 \cdot 1120 = 5,02 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,02 \text{ МПа.}$$

Повышение давления при прямом гидравлическом ударе. Продолжительность фазы гидравлического удара:

$$T_{\phi} = \frac{2l}{c} = \frac{2 \cdot 7,5}{1120} = 0,0134 \text{ с} < T_{\text{в}} = 0,03 \text{ с}.$$

Следовательно, в данном случае имеет место не прямой гидравлический удар. Повышение давления:

$$\Delta p'_{\text{уд}} = \frac{T_{\phi}}{T} \Delta p_{\text{уд}} = \frac{0,0134}{0,0300} 5,02 = 2,24 \text{ МПа}.$$

Предварительное поджатие пружины  $x_0$  определяем из условия равновесия шарика предохранительного клапана:

$$cx_0 = (p_0 + \Delta p_{\text{уд}}) \frac{\pi d^2}{4};$$

$$x_0 = \frac{(p_0 + \Delta p_{\text{уд}}) \pi d^2}{4c} = \frac{(0,5 + 2,24) 3,14 \cdot 0,012^2}{4 \cdot 50} = 6,2 \text{ мм}.$$

**1.13.** В вертикальной трубе диаметром  $d = 50$  мм вода движется под воздействием поршня, который поднимается вверх с ускорением  $a = 4 \text{ м/с}^2$  (рис. 1.14).

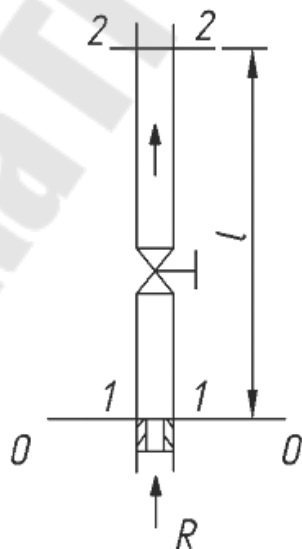


Рис. 1.14. Схема трубопровода с вентилем

Определить давление жидкости в сечении 2–2, отстоящем в данный момент на расстоянии  $l = 5$  м, если в этот момент расход  $Q = 10$  л/с; сила, действующая на поршень,  $R = 0,5$  кН; шероховатость

стенок трубы  $\Delta = 0,2$  мм; коэффициент сопротивления вентиля  $\zeta_B = 5$ . Считать, что закон сопротивления квадратичный.

*Решение.* Составим уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 относительно плоскости O-O, учитывая, что движение жидкости неустановившееся:

$$\frac{av_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{av_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_{\pi} + h_{\text{ин}},$$

где  $v_1 = v_2$  для любого момента времени;  $z_1 = 0$ ,  $z_2 = l$ . Инерционный напор  $h_{\text{ин}}$  находим по формуле (1.6):

$$h_{\text{ин}} = \frac{l}{g} \frac{dv}{dT} = \frac{l}{g} a = \frac{5,0}{9,81} 4 = 2,04 \text{ м.}$$

Для определения потерь напора находим скорость и коэффициент потерь на трение:

$$v_3 = \frac{4Q_3}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 0,010}{3,14 \cdot 0,05^2} = 5,1 \text{ м/с;}$$

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{0,2}{50} \right)^{0,25} = 0,0277.$$

Потери напора:

$$h_{\pi} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \zeta_B \right) \frac{v^2}{2g} = \left( 0,0277 \frac{5}{0,05} + 5 \right) \frac{5,1^2}{2 \cdot 9,81} = 10,31 \text{ м.}$$

Давление в сечении 1-1:

$$p_1 = \frac{4R_1}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 500}{3,14 \cdot 0,05^2} = 255000 \text{ Па.}$$

После подстановки в уравнение Бернулли значений  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $v_1 = v_2$ ,  $p_1$  и преобразований получаем:

$$p_2 = p_1 - \rho g(l + h_{\pi} + h_{\text{ин}}) = 225000 - 1000 \cdot 9,81(5 + 10,3 + 2,04) = 85000 \text{ Па.}$$

**1.14.** Пренебрегая гидравлическими потерями в трубе длиной  $L = 8,0$  м, определить время ее полного опорожнения с момента мгновенного открытия задвижки в нижней части трубы, если угол наклона трубы к горизонту  $\beta = 30^\circ$ , а верхний конец трубы открыт (рис. 1.15).

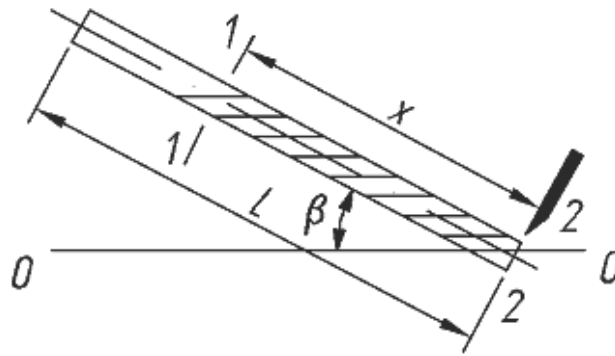


Рис. 1.15. Трубопровод с задвижкой

*Решение.* Пусть в некоторый момент времени уровень жидкости в трубе удален от ее конца на расстояние  $x$ . Запишем уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения  $O-O$  с учетом инерционного напора:

$$\frac{av_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{av_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_{\text{п}} + h_{\text{ин}}.$$

Поскольку  $v_1 = v_2$  (в любой момент времени),  $p_1 = p_2 = p_a$ ,  $z_1 = x \cdot \sin \beta$ ,  $z_2 = 0$ ,  $h_{\text{п}} = 0$  (по условию задачи),  $h_{\text{ин}} = h_{\text{ин}} = x/g \cdot dv/dt$ , то уравнение Бернулли упрощается и принимает вид:

$$x \sin \beta = \frac{x}{g} \frac{dv}{dt},$$

откуда находим ускорение жидкости в трубе:

$$a = \frac{dv}{dt} = g \sin \beta.$$

При равноускоренном движении путь

$$L = \frac{at^2}{2} = \frac{gt^2 \sin \beta}{2}.$$

Из этого выражения находим время опорожнения трубы:

$$t = \sqrt{\frac{2l}{g \sin \beta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 8}{9,81 \cdot \sin 30^\circ}} = 1,81 \text{ с.}$$

**1.15.** Определить давление в цилиндре поршневого насоса простого действия (рис. 1.16) в начале хода всасывания и в конце хода нагнетания, если диаметр поршня  $D = 80$  мм, размеры всасывающего и

напорного трубопроводов  $l_1 = 4,5$  м,  $d_1 = 63$  мм,  $l_2 = 8,5$  м,  $d_2 = 50$  мм, радиус кривошипа  $r = 80$  мм, частота его вращения  $n = 90$  мин<sup>-1</sup>, расстояние от насоса до уровня воды в нижнем баке  $h_1 = 2,5$  м, от уровня в верхнем баке  $h_2 = 7,0$  м, атмосферное давление на поверхности воды в баках  $p_a = 100$  кПа. Ускорение поршня определить по формуле  $a_{\text{п}} = r\omega^2 \cos\varphi$  ( $\omega$  – угловая скорость).

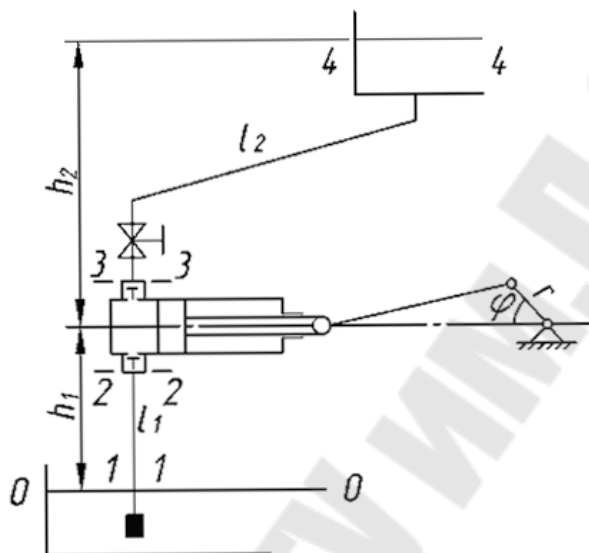


Рис. 1.16. Схема работы поршневого насоса

*Решение.* Движение воды в трубопроводах и в цилиндре – неустановившееся. Из уравнения неразрывности

$$v_1 = v_{\text{п}} \left( \frac{D}{d_1} \right)^2$$

следует, что ускорение жидкости во всасывающем трубопроводе:

$$a_1 = \frac{dv_1}{dt} = \frac{dv_{\text{п}}}{dt} \left( \frac{D}{d_1} \right)^2 = r\omega^2 \left( \frac{D}{d_1} \right)^2 \cos\varphi.$$

Ускорение жидкости в напорном трубопроводе:

$$a_2 = r\omega^2 \left( \frac{D}{d_2} \right)^2 \cos\varphi.$$

В начале хода всасывания ( $\varphi = 0$ ) ускорение во всасывающем трубопроводе:



$$a_1 = r\omega^2 \left( \frac{D}{d_1} \right)^2 = 0,08 \left( \frac{3,14 \cdot 90}{30} \right)^2 \left( \frac{80}{30} \right)^2 = 11,5 \text{ м/с}^2.$$

В конце хода нагнетания ( $\varphi = 180^\circ$ ) ускорение в напорном трубопроводе:

$$a_2 = -r\omega^2 \left( \frac{D}{d} \right)^2 = 0,08 \left( \frac{3,14 \cdot 90}{30} \right)^2 \left( \frac{80}{50} \right)^2 = -18,5 \text{ м/с}^2.$$

И в начале хода всасывания, и в конце хода нагнетания скорости движения воды в трубопроводах равны нулю. Из уравнения Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 относительно плоскости O-O (для момента начала хода всасывания):

$$\frac{a v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{a v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_{\text{п}} + h_{\text{ин}},$$

в котором  $v_1 = v_2 = 0$ ,  $p_1 = p_a$ ,  $z_1 = 0$ ,  $z_2 = h_1$ ,  $h_a = 0$  (так как скорость  $v_1 = 0$ ), получаем:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_a - \rho g (h_1 + h_{\text{ин}}) = p_a - \rho g \left( h_1 + \frac{l_1}{g} a_1 \right) = \\ &= 100000 - 1000 \cdot 9,81 \left( 2,5 + \frac{4,5}{9,81} 11,5 \right) = 24000 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Из уравнения Бернулли для сечений 3-3 и 4-4 аналогично получаем выражение для давления в цилиндре в конце хода нагнетания:

$$\begin{aligned} p_3 &= p_a - \rho g (h_2 + h_{\text{ин}2}) = p_a - \rho g \left( h_2 + \frac{l_2}{g} a \right) = \\ &= 100000 - 1000 \cdot 9,81 \left( 7 + \frac{8,5}{9,81} 11,5 \right) = 1400 \text{ Па.} \end{aligned}$$

## ГЛАВА 2. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

### 2.1. Принципиальные схемы. Регулирование скорости выходного звена

Объемным гидроприводом называется привод, в состав которого входит гидравлический механизм, в котором рабочая жидкость находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями. Простейший объемный гидропривод, как правило, включает в себя насос, гидродвигатель (гидроцилиндр или гидромотор), гидроаппаратуру (гидроклапаны, гидродроссели, гидрораспределители), соединенные гидролиниями, и вспомогательные устройства – фильтры, гидробаки, теплообменники и др. По характеру движения выходного звена различают объемные гидроприводы вращательного, поступательного и поворотного движения (рис. 2.1).

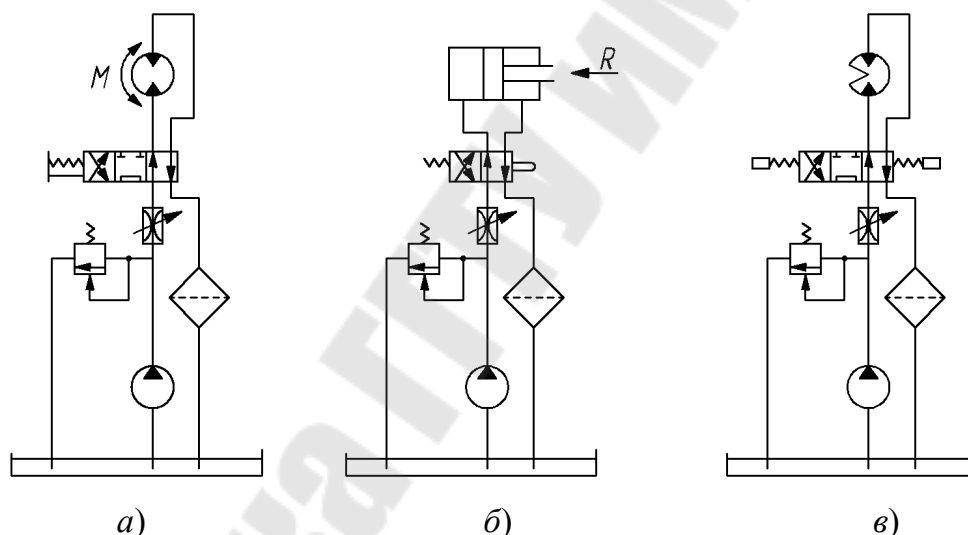


Рис. 2.1. Виды объемного гидропривода: вращательного (а); поступательного (б) и поворотного (в) движения

При работе различных машин возникает необходимость изменять скорость движения их рабочих органов, что делает целесообразным применение гидропривода с управлением, которое может осуществляться тремя способами: дроссельным, машинным, а также их комбинацией. При дроссельном управлении часть жидкости, подаваемой насосом, отводится в сливную линию и не совершает полезной работы. В гидропривode с машинным управлением изменение скорости выходного звена осуществляется изменением рабочего объема насоса или гидромотора.

При последовательном включении дросселя (рис. 2.2, а) предусматривается переливной клапан, который поддерживает в нагнетательном трубопроводе постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости. В этом случае расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр, равен расходу жидкости через дроссель:

$$Q = Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \quad (2.1)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $S_{др}$  – площадь проходного отверстия дросселя;  $p_1$  и  $p_2$  – давление, соответственно, перед дросселем и за ним. Если пренебречь потерями давления в гидрوليнии и в гидрораспределителе, то давление  $p_2$  можно определить по формуле

$$p_2 = \frac{R}{S_{п}}, \quad (2.2)$$

где  $R$  – усилие на штоке гидроцилиндра;  $S_{п}$  – площадь поршня. Следовательно, средняя скорость перемещения поршня гидроцилиндра:

$$v_{п} = \frac{Q}{S_{п}} = \mu \frac{S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_1 - \frac{R}{S_{п}} \right)}. \quad (2.3)$$

Отсюда видно, что скорость поршня зависит от площади проходного сечения дросселя и усилия на штоке.

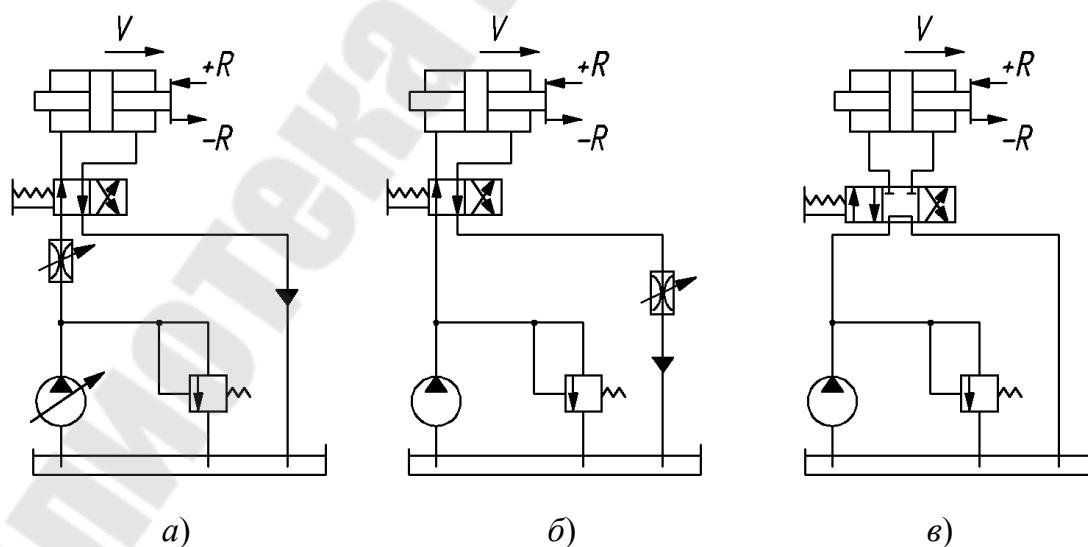


Рис. 2.2. Виды управления расходом жидкости

Возможна также последовательная установка дросселя на выходе после гидродвигателя (рис. 2.2, б). Как и в предыдущей схеме, давление  $p_1$  в нагнетательной гидролинии поддерживается постоянным с помощью переливного клапана. Скорость поршня в этом случае:

$$v_n = \mu \frac{S_{др}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_1 \pm \frac{R}{S_n} \right)}. \quad (2.4)$$

Комбинацией двух рассмотренных выше схем является гидропривод с дросселями на входе и выходе (рис. 2.2, в), причем функции обоих дросселей выполняет в большинстве случаев дросселирующий золотник.

На рис. 2.3 показано параллельное включение дросселя. Он устанавливается в гидролинии, соединяющей нагнетательный трубопровод со сливным. Поскольку в этом случае давление  $p_1$  на входе в дроссель зависит от нагрузки  $R$  гидроцилиндра, то необходимость в переливном клапане отпадает. Вместо него устанавливается предохранительный клапан. Если пренебречь трением, то давление

$$p_1 = \frac{R}{S_n}. \quad (2.5)$$

В этом случае подача насоса  $Q_n$  разветвляется на два потока:  $Q_{ц}$  – поступает в гидродвигатель,  $Q_{др}$  – через дроссель по сливной гидролинии в бак.

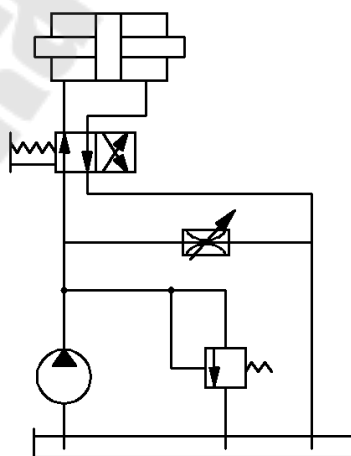


Рис. 2.3. Параллельное включение дросселя

Поэтому

$$Q_{\Pi} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{др}}, \quad (2.6)$$

а скорость перемещения поршня:

$$v_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{S_{\Pi}} - \mu \frac{S_{\text{др}}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{R}{S_{\Pi}}}. \quad (2.7)$$

Из этой формулы видно, что скорость поршня зависит от степени открытия дросселя и усилия на штоке  $R$ .

Машинное управление гидроприводом характерно тем, что изменение скорости выходного звена достигается изменением рабочего объема насоса, либо гидродвигателя, либо одновременно изменением рабочего объема того и другого. Простейшие схемы гидроприводов с машинным управлением показаны на рис. 2.4. Для всех схем при отсутствии утечек справедливы соотношения:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{м}}; \quad V_{\text{о.н}} n_{\text{н}} = v_{\text{о.м}} n_{\text{м}}, \quad (2.8)$$

где  $Q_{\text{н}}$  – подача насоса;  $Q_{\text{м}}$  – расход через гидромотор;  $V_{\text{о.н}}$  и  $V_{\text{о.м}}$  – рабочие объемы насоса и гидромотора;  $n_{\text{н}}$  и  $n_{\text{м}}$  – частоты вращения насоса и гидромотора. Из формулы (2.8) следует:

$$n_{\text{м}} = n_{\text{в}} \frac{V_{\text{о.н}}}{V_{\text{о.м}}}. \quad (2.9)$$

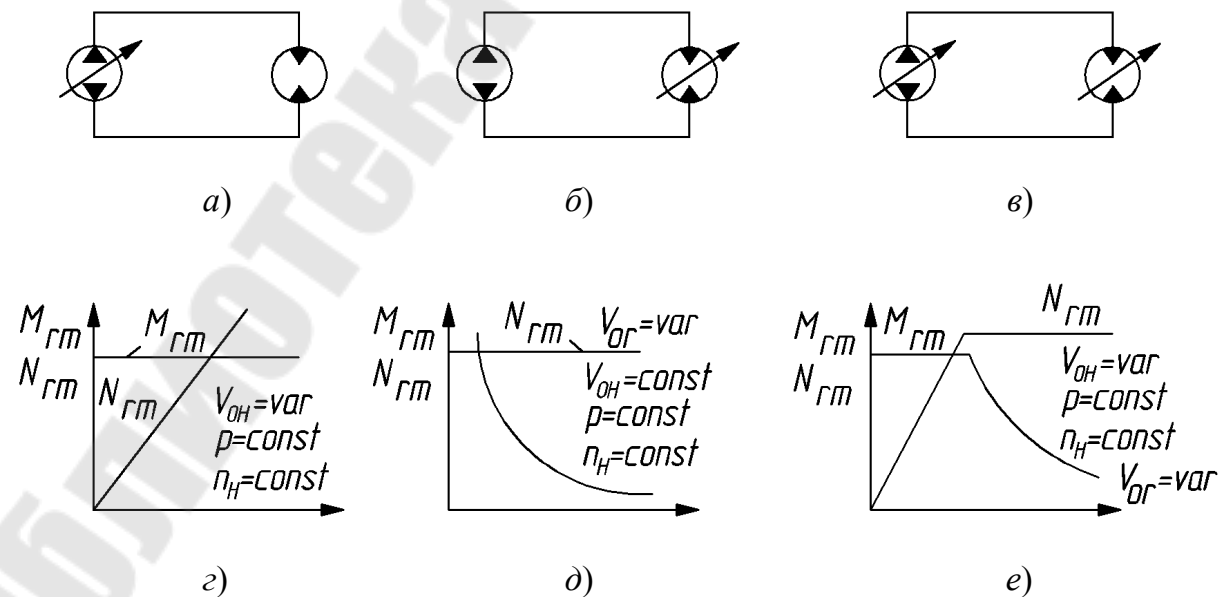


Рис. 2.4. Виды машинного регулирования

Давление в такой системе изменяется в зависимости от нагрузки гидромотора:

$$p_H = \Delta p_{ГМ} + \Delta p_{тр} = 2\pi \frac{M_{ГМ}}{V_{о.м}} + \Delta p_{тр}, \quad (2.10)$$

где  $\Delta p_{ГМ}$  и  $M_{ГМ}$  – перепад давления и крутящий момент на валу гидромотора;  $\Delta p_{тр}$  – потери давления на трение в трубопроводах. Таким образом, для системы гидропривода с регулируемым насосом, когда  $n_H = \text{const}$ ,  $V_{о.м} = \text{const}$ ,  $\Delta p_{ГМ} = \text{const}$ , можно записать:

$$M_{ГМ} = \frac{1}{2\pi} V_{о.м} \Delta p_{ГМ} = \text{const}; \quad (2.11)$$

$$N_H = N_{ГМ} = Q_M \Delta p_{ГМ} \neq \text{const}, \quad (2.12)$$

т. е. идеальный момент на валу гидромотора постоянен, а мощность прямо пропорциональна расходу и перепаду давления на гидромоторе (рис. 2.4, а).

Для схемы гидропривода с регулируемым гидромотором (рис. 2.4, б), когда  $n_H = \text{const}$ ,  $V_{о.м} = \text{const}$ ,  $\Delta p_{ГМ} = \text{const}$ , справедливы зависимости:

$$M_{ГМ} = \frac{1}{2\pi} V_{о.м} \Delta p_{ГМ} = \frac{1}{2\pi} V_{о.н} \frac{n_H}{n_M} \neq \text{const}; \quad (2.13)$$

$$N_{ГМ} = Q_M \Delta p_{ГМ} = \text{const}, \quad (2.14)$$

Идеальный момент на валу гидромотора изменяется в этом случае обратно пропорционально частоте вращения вала, мощность гидромотора при этом постоянна.

Объемный гидропривод, включающий насос и гидромотор переменного рабочего объема (рис. 2.4, в), представляет собой сочетание двух предыдущих схем. Он является наиболее сложным и позволяет реализовать наибольший диапазон регулирования частоты вращения гидромотора.

Регулирование такой системы осуществляется последовательно. Когда необходимо увеличить частоту вращения вала гидромотора от 0 до  $n_{\text{max}}$ , поступают следующим образом:

– в насосе устанавливают нулевой рабочий объем, а в гидромоторе – наибольший;

- запускают приводной двигатель насоса и выводят на заданный скоростной режим;
- рабочий объем насоса постепенно доводят до максимальной величины, в результате чего частота вращения вала гидромотора достигает значения, соответствующего номинальной мощности;
- для дальнейшего увеличения скорости вала гидромотора его рабочий объем постепенно доводят до минимально возможного значения, останавливая этот процесс при появлении первых признаков неустойчивой работы. В этом и состоит наиболее общая методика машинного управления гидроприводом.

## 2.2. Расчет гидроаппаратуры

### 2.2.1. Расчет гидродросселей

Гидродроссель – это гидроаппарат управления расходом, предназначенный для создания сопротивления потоку рабочей жидкости. Он представляет собой местное сопротивление с наперед заданными характеристиками, что обеспечивает поддержание желаемого перепада давления при определенном расходе рабочей жидкости.

Различают линейные дроссели (вязкостного сопротивления) и нелинейные. В первых потери давления определяются, в основном, трением жидкости в канале, имеющем достаточно большую длину (рис. 2.5, а).

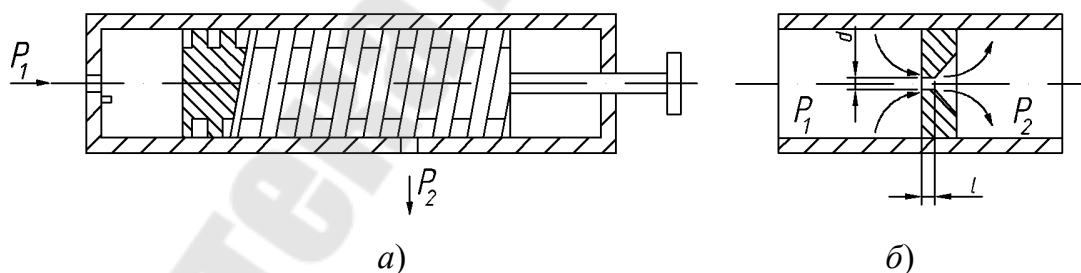


Рис 2.5. Линейный (а) и нелинейный (б) дроссели

При этом устанавливается ламинарный режим течения, и перепад давления прямо пропорционален скорости течения в первой степени. Расход через дроссель в этом случае определяют по формуле

$$Q = \frac{\pi d^4}{128 \nu l \rho} \Delta p_{др}, \quad (2.15)$$

где  $l$  и  $d$  – длина и диаметр канала дросселя;  $\nu$  – кинематическая вязкость;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\Delta p_{др} = p_1 - p_2$  – перепад давления на дросселе;  $p_1$  и  $p_2$  – давление до и после дросселя.

В нелинейных дросселях потери давления обусловлены отрывом потока от стенок и вихреобразованием. Наиболее распространенными из них являются квадратичные дроссели, потери давления в которых прямо пропорциональны квадрату расхода:

$$Q = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \quad (2.16)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода, равный для щелевых дросселей 0,64...0,70, для игольчатых 0,75...0,80;  $S_{др}$  – площадь проходного сечения дросселя. Простейший квадратичный дроссель (рис. 2.5, б) представляет собой весьма малое отверстие с острой кромкой, длина которого составляет 0,2...0,5 мм.

### 2.2.2. Расчет гидроклапана давления

Гидроклапан – это гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются от воздействия потока рабочей жидкости. Гидроклапаны бывают регулирующие и направляющие. Гидроклапан давления – это регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления давлением рабочей жидкости.

Напорный гидроклапан – это гидроклапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке жидкости. Запорно-регулирующий элемент напорных гидроклапанов бывает шариковый, конический, золотниковый.

Расход жидкости, проходящий через щель напорного гидроклапана:

$$Q = \mu S_{к} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{к}} = \mu S_{к} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \quad (2.17)$$

где  $\mu = 0,62...0,70$  – коэффициент расхода;  $S_{к}$  – площадь щели клапана;  $\Delta p_{к}$  – перепад давления в клапане;  $p_1$  и  $p_2$  – давление на входе и на выходе из клапана. Для кромочных клапанов (рис. 2.6, а):

$$S_{к} = \pi dz \sin \beta, \quad (2.18)$$



где  $d$  – диаметр входного канала;  $z$  – высота подъема запорно-регулирующего элемента;  $\beta$  – половина угла конуса, причем

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}, \quad (2.19)$$

где скорость  $v$  во входном канале обычно не превышает 15 м/с, и лишь при давлениях свыше 20 МПа ее допустимое значение 30 м/с.

Равновесие запорно-регулирующего элемента клапана в момент начала открытия характеризуется равенством

$$F_0 = p_k S_k = cz_0, \quad (2.20)$$

где  $F_0$  – усилие пружины в момент открытия клапана;  $c$  – жесткость пружины;  $z_0$  – предварительная деформация пружины.

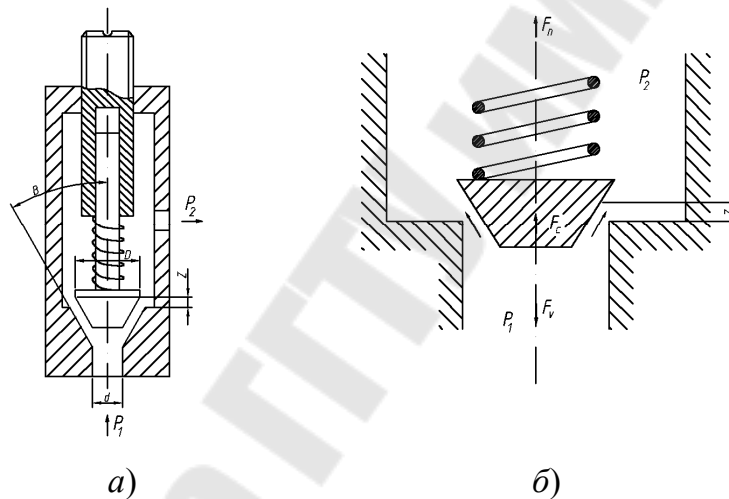


Рис. 2.6. Напорный гидроклапан

При установившемся движении жидкости через щель открытого клапана (рис. 2.6, б) равновесие его запорно-регулирующего элемента выражается уравнением

$$F_B = c(z_0 + z) - p_k S_k - F_k - F_c, \quad (2.21)$$

где  $F_k$  – уменьшение силы из-за движения потока в зоне щели, приближенно определяемое:

$$F_k = \rho Q v_{щ} \cos \beta, \quad (2.22)$$

где  $v_{щ}$  – скорость жидкости в щели;  $Q$  – расход;  $F_c$  – увеличение силы в результате натекания потока со стороны седла:

$$F_c = \rho Q v, \quad (2.23)$$

где  $v$  – скорость жидкости во входном канале клапана.

### 2.2.3. Расчет золотникового распределителя

Гидрораспределитель – это направляющий гидроаппарат, предназначенный для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия. Наибольшее распространение в технике получили золотниковые распределители.

В золотниковый, например четырехлинейный, распределитель жидкость поступает от насоса через окно 1, а из распределителя она направляется через окно 2 к гидродвигателю (рис. 2.7). Слив жидкости из гидродвигателя также осуществляется через золотник – через окна 3 и 4.

При установившемся режиме расход жидкости через золотник:

$$Q = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_3} = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \quad (2.24)$$

где  $\mu = 0,60 \dots 0,75$  – коэффициент расхода;  $S_3 = \pi D x$  – площадь перекрываемого проходного сечения золотника ( $D$  – диаметр золотника;  $x$  – ширина рабочей щели перекрываемого канала;  $\Delta p_3$  – перепад давления в золотнике;  $p_1$  – давление на входе;  $p_2$  – давление на выходе из золотника).

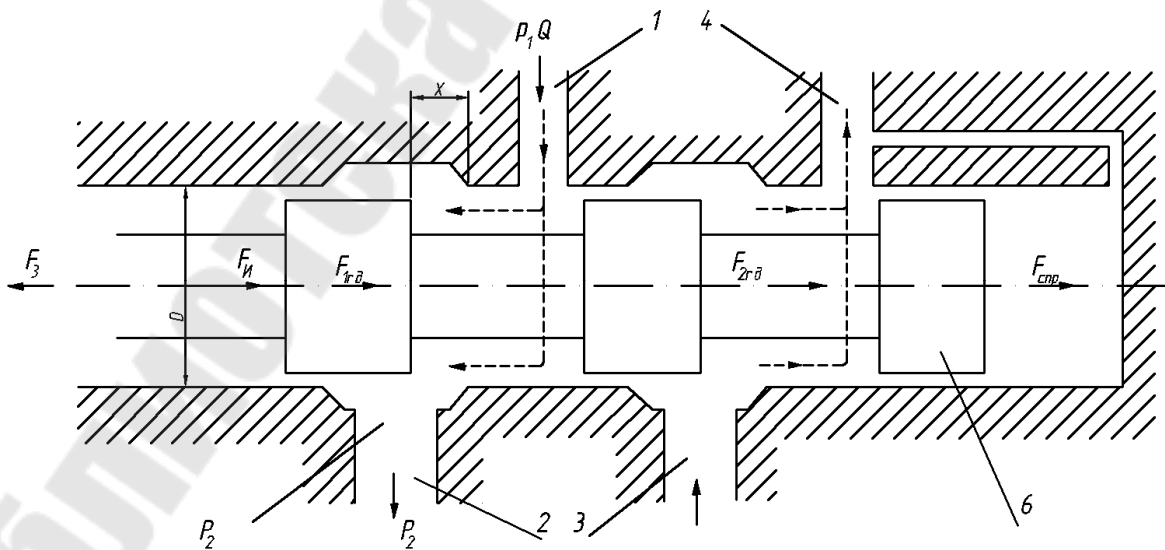


Рис. 2.7. Четырехлинейный распределитель

Осевая сила, необходимая для перестановки золотника (в отсутствие пружинного возврата), определяется выражением

$$F_3 = F_{\text{и}} + F_{\text{гд}} + F_{\text{тр}}, \quad (2.25)$$

где  $F_{\text{и}}$  – сила инерции;  $F_{\text{гд}}$  – осевая гидродинамическая сила;  $F_{\text{тр}}$  – сила трения, равная сумме сил трения покоя и движения со смазкой  $F_{\text{тр.с}}$ , причем по экспериментальным данным сила трения покоя составляет примерно (0,23...0,34)  $F_3$ , а сила трения в движении со смазкой:

$$F_{\text{тр.в}} = \rho \nu_a \nu_a / \delta, \quad (2.26)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\nu_3$  – скорость движения золотника;  $S_3$  – площадь щели, перекрываемой золотником;  $\delta$  – радиальный зазор между плунжером и корпусом распределителя.

При пропуске жидкости через золотниковый распределитель возникают осевые гидродинамические силы. Одна из них  $F_{\text{гд1}}$  появляется вследствие снижения давления в области кромок выходной щели 5 (рис. 2.7), а другая  $F_{\text{гд2}}$  – в результате натекания потока на торец сливной кромки 6. Поскольку эти силы действуют в одну сторону, противоположную перестановочной силе  $F_3$ , их определяют суммарно. Например, для четырехлинейного распределителя:

$$F_{\text{гд}} = F_{\text{гд1}} + F_{\text{гд2}} = 2Q \cos \alpha \sqrt{\rho \Delta p_3}, \quad (2.27)$$

где  $Q$  – расход жидкости;  $\rho$  – ее плотность;  $\Delta p_3$  – перепад давления в золотнике;  $\alpha$  – угол наклона потока относительно оси золотника при вытекании из выточки (согласно теоретическим исследованиям Ю. Е. Захарова  $\alpha \approx 69^\circ$ ).

Сила инерции зависит от ускорения  $a$  и приведенной массы  $m$  золотника и связанных с ним деталей:

$$F_{\text{ин}} = ma. \quad (2.28)$$

## Примеры решения задач

**2.1.** Реверсирование гидроцилиндра объемного гидропривода поступательного движения (рис. 2.1, б) производится с помощью зо-

лотника (рис. 2.7). Определить усилие на штоке гидроцилиндра, если его диаметр  $d = 25$  мм, диаметр цилиндра  $D = 50$  мм, расход рабочей жидкости  $Q = 0,6$  л/с, давление перед золотником  $p_1 = 15$  МПа, диаметр золотника  $D_1 = 15$  мм, его смещение  $x = 1$  мм, коэффициент расхода  $\mu = 0,65$ , плотность рабочей жидкости  $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>. Потерями давления в гидролиниях пренебречь.

*Решение.* Из формулы (2.24) находим перепад давления в золотнике:

$$\Delta p_3 = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{\mu S_a} \right)^2 = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{\mu \pi D_1 x} \right)^2 = \frac{890}{2} \left( \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{0,65 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-3}} \right)^2 = 1,7 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Давление на выходе из золотника:

$$p_2 = p_1 - \Delta p_a = 15 - 0,17 = 14,83 \text{ МПа.}$$

Усилие на штоке при нагнетании жидкости в поршневую полость гидроцилиндра:

$$R = p_2 \frac{\pi D^2}{4} = 14,83 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 2,91 \cdot 10^4 \text{ Н,}$$

при нагнетании жидкости в штоковую полость:

$$R' = p_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 14,83 \cdot 10^6 \frac{3,14}{4} (0,05^2 - 0,025^2) = 2,18 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

**2.2.** Определить перестановочную силу, приложенную к золотнику четырехлинейного распределителя (рис. 2.7) в момент открытия щели на величину  $x = 2$  мм, когда скорость равномерного движения золотника составляла  $v_3 = 5$  мм/с, а перепад давления  $\Delta p_3 = 1$  МПа. Диаметр золотника  $D = 20$  мм, радиальный зазор между гильзой и золотником  $\delta = 0,05$  мм, коэффициент расхода  $\mu = 0,6$ . Рабочая жидкость – масло ИС-50 с температурой  $T = 50$  °С. Принять  $\alpha = 69^\circ$ .

*Решение.* Вычисляем величину проходного сечения щели золотника:

$$S_3 = \pi D x = 3,14 \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 1,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Расход жидкости через золотник определим по формуле (2.24):

$$Q = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_3} = 0,6 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{2}{910} 1 \cdot 10^6} = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Для расчета силы трения в движении золотника воспользуемся формулой (2.26):

$$F_{\text{тр.с}} = \rho \nu v_{\text{в}} S_{\text{в}} / \delta = 910 \cdot 50 \cdot 10^{-6} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,25 \cdot 10^{-4} / 0,05 \cdot 10^{-3} \approx 0.$$

Осевую гидродинамическую силу найдем из выражения (2.27):

$$F_{\text{гд}} = F_{\text{гд1}} + F_{\text{гд2}} = 2Q \cos \alpha \sqrt{\rho \Delta p_a} = 2 \cdot 3,5 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 69^\circ \sqrt{910 \cdot 10^6} = 76 \text{ Н.}$$

Перестановочное усилие по формуле (2.25) составит ( $F_{\text{тр.п}} = 0$ ):

$$F_3 = F_{\text{тр.с}} + F_{\text{гд}} = 0 + 76 = 76 \text{ Н.}$$

**2.3.** Скорость движения поршня гидроцилиндра регулируется с помощью дросселя, проходное сечение которого в данный момент равно  $S_{\text{др}} = 40 \text{ мм}^2$ , а коэффициент расхода  $\mu = 0,65$ . Диаметр поршня  $D = 80 \text{ мм}$ , его ход  $h = 360 \text{ мм}$ . Определить время движения поршня, если усилие на штоке  $R = 4 \text{ кН}$ , давление перед дросселем  $p_1 = 1,3 \text{ МПа}$ . Жидкость – масло АМГ-10 ( $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ ). Потерями давления в гидрوليнии между дросселем и гидроцилиндром пренебречь.

*Решение.* Давление на выходе из дросселя при отсутствии потерь в трубопроводе равно давлению в гидроцилиндре:

$$p_2 = \frac{4R}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 0,08^2} = 7,9 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр, равен расходу через дроссель, который находим по формуле (2.16):

$$Q = \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = 0,65 \cdot 40 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2}{850} (1,3 - 0,79) 10^6} = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Скорость перемещения поршня:

$$v_{\text{п}} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,08^2} = 0,18 \text{ м/с,}$$

время полного хода поршня:

$$T = \frac{h}{v_{\text{п}}} = \frac{0,36}{0,18} = 2 \text{ с.}$$

**2.4.** Жидкость ( $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ) через дроссель подастся в поршневую полость гидроцилиндра диаметром  $D = 100 \text{ мм}$ . Определить давление жидкости перед дросселем, при котором поршень будет перемещаться со скоростью  $v_{\text{п}} = 5 \text{ см/с}$ , если усилие на штоке  $R = 4 \text{ кН}$ , проходное сечение дросселя  $S_{\text{др}} = 8 \text{ мм}^2$ , а коэффициент расхода  $\mu = 0,66$  (рис. 2.1, б). Объемный КПД гидроцилиндра  $\eta_o = 0,98$ . Трением в гидроцилиндре и давлением в штоковой полости пренебречь.

*Решение.* Расход жидкости через дроссель равен расходу жидкости, поступающей в гидроцилиндр:

$$Q = \frac{v_{\text{п}} S_{\text{п}}}{\eta_o} = \frac{\pi D^2 v_{\text{п}}}{4 \eta_o} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 0,05}{4 \cdot 0,98} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Давление на выходе из дросселя примем равным давлению в гидроцилиндре:

$$p_2 = \frac{4R}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 0,1^2} = 5,1 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Перепад давления в дросселе находим из формулы (2.16):

$$\Delta p_{\text{др}} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{\mu S_{\text{др}}} \right)^2 = \frac{900}{2} \left( \frac{4 \cdot 10^{-4}}{0,66 \cdot 8 \cdot 10^{-6}} \right)^2 = 2,59 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Давление перед дросселем:

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{\text{др}} = 0,51 + 2,59 = 3,10 \text{ МПа}.$$

**2.5.** Определить основные параметры четырехлинейного золотникового распределителя (рис. 2.7), площадь щели, максимальный ход плунжера, осевую гидродинамическую силу в движении золотника, если диаметр плунжера  $D = 16 \text{ мм}$ , номинальный расход через распределитель  $Q = 0,8 \text{ л/с}$ , перепад давления  $\Delta p_3 = 0,25 \text{ МПа}$ , плотность рабочей жидкости  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ , угол  $\alpha = 69^\circ$ .

*Решение.* Площадь щели золотника при пропуске номинального расхода находим из формулы (2.24), принимая коэффициент расхода  $\mu = 0,7$ :

$$S_3 = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta p_3} = \frac{0,8 \cdot 10^{-3}}{0,7 \sqrt{\frac{2}{900}} 0,25 \cdot 10^6} = 4,88 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Максимальный ход плунжера:

$$x = \frac{S_3}{\pi D} = \frac{4,88 \cdot 10^{-5}}{3,14 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ м} \approx 1 \text{ мм.}$$

Осевую гидродинамическую силу, действующую на плунжер распределителя, находим по формуле (2.27):

$$F_{\text{гд}} = 2Q \cos \varepsilon \sqrt{\rho \Delta p_3} = 2 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} \cos 69^\circ \sqrt{900 \cdot 0,25 \cdot 10^6} = 11,5 \text{ Н.}$$

**2.6.** Работа шарикового предохранительного клапана характеризуется следующими параметрами: максимальный расход  $Q = 0,4$  л/с, давление на входе  $p_1 = 10$  МПа, давление на выходе  $p_2 = 0$ , плотность рабочей жидкости  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>. Определить усилие пружины в момент открытия клапана и величину подъема шарика, необходимую для пропуска заданного расхода.

*Решение.* Определяем перепад давления в клапане:

$$\Delta p_{\text{к}} = p_1 - p_2 = 10 - 0 = 10 \text{ МПа.}$$

Площадь сечения клапанной щели находим из формулы (2.17), принимая коэффициент расхода  $\mu = 0,65$ :

$$S_{\text{к}} = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{к}}}} = \frac{0,4 \cdot 10^{-3}}{0,65 \sqrt{\frac{2}{850} \cdot 10^7}} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 4 \text{ мм}^2.$$

Диаметр входного клапана при скорости в нем  $v = 10$  м/с:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 10}} = 0,007 \text{ м} = 7 \text{ мм.}$$

Усилие пружины в момент открытия клапана находим по формуле (2.20):

$$F_{\text{о}} = p_1 S_{\text{к}} = p_1 \frac{\pi d^2}{4} = 10^7 \frac{3,14 \cdot 0,007^2}{4} = 385 \text{ Н.}$$

Принимаем диаметр шарика:

$$D = 1,8d = 1,8 \cdot 7 = 13 \text{ мм.}$$

Высота подъема клапана:

$$x = \frac{S_{\text{к}}}{\pi d} = \frac{4}{3,14 \cdot 7} = 0,18 \text{ мм.}$$

## 2.3. Расчет объемных гидроприводов

Исходными данными для расчета простого объемного гидропривода являются: принципиальная расчетная схема, усилия на штоках гидроцилиндров или крутящие моменты на валах гидромоторов, скорости перемещения штоков гидроцилиндров или частоты вращения валов гидромоторов, длины участков гидролиний, соединяющих гидроагрегаты, граничные эксплуатационные температуры. Некоторые исходные данные, например, номинальное давление в гидросистеме, марка рабочей жидкости, подлежат выбору. Можно рекомендовать следующий общий порядок расчета:

1. Выбор номинального давления, МПа, из ряда нормативных, установленных ГОСТ 12445–80: 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32. Для бульдозеров автогрейдеров выбирается среднее давление (до 6,3 МПа), для приводов прочих грузоподъемных и дорожно-строительных машин – высокое давление (до 20 МПа).

2. Выбор рабочей жидкости производится в зависимости от температурных условий, режима работы гидропривода и его номинального давления.

Нормальная температура рабочей жидкости составляет 50–60 °С. При такой температуре рекомендуется применять рабочие жидкости с кинематической вязкостью  $\nu = 0,2...0,36 \text{ см}^2/\text{с}$  при давлениях до 7 МПа и  $\nu = 0,6...1,1 \text{ см}^2/\text{с}$  при давлениях 7...20 МПа.

3. Выбор гидроцилиндра. Диаметр гидроцилиндра определяется из соотношения

$$D = \sqrt{\frac{4S_{\text{п}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4R}{\pi p \eta_{\text{м.ц}}}}, \quad (2.29)$$

где  $S_{\text{п}}$  – площадь поршня;  $R$  – усилие на штоке;  $p$  – номинальное давление;  $\eta_{\text{м.ц}}$  – механический КПД гидроцилиндра, равный 0,93...0,97. Диаметр гидроцилиндра, а также диаметр его штока уточняют в соответствии с нормалью ОН 22–1.76–69.

4. Выбор насоса производится по общему расходу жидкости в гидросистеме и номинальному давлению. Для определения подачи насоса находят сначала его мощность как сумму мощностей  $N_{\text{п}}$  всех одновременно работающих гидродвигателей.

При этом мощность, потребляемая гидроцилиндром:

$$N = \frac{Rv_{\text{п}}}{\eta_{\text{ц}}}, \quad (2.30)$$



где  $R$  – усилие на штоке гидроцилиндра;  $v_{\text{п}}$  – скорость перемещения поршня;  $\eta_{\text{ц}}$  – КПД гидроцилиндра, который можно принять равным примерно 0,90. Мощность гидромотора:

$$N_{\text{м}} = \frac{M\omega}{\eta_{\text{ГМ}}}, \quad (2.31)$$

где  $M$  – крутящий момент на валу гидромотора;  $\omega$  – угловая скорость;  $\eta_{\text{ГМ}}$  – полный КПД гидромотора, который можно предварительно принять равным 0,75...0,85.

Мощность насоса:

$$N_{\text{н}} = k_{\text{o}}k_{\text{y}}N_{\text{д}}, \quad (2.32)$$

где  $k_{\text{o}} = 1,1...1,3$  коэффициент запаса по скорости;  $k_{\text{y}} = 1,1...1,2$  – коэффициент запаса по усилию;  $N_{\text{д}}$  – суммарная мощность всех работающих одновременно гидродвигателей. Необходимая подача насоса:

$$Q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{н}}}{p}, \quad (2.33)$$

где  $p$  – номинальное давление.

По известным значениям  $Q_{\text{н}}$  и  $p$  выбирается насос, вычисляется частота его вращения:

$$n = \frac{60Q_{\text{н}}}{iV_{\text{o}}\eta_{\text{o.н}}}, \quad (2.34)$$

где  $i$  – число насосов;  $V_{\text{o}}$  – рабочий объем;  $\eta_{\text{o.н}}$  – объемный КПД насоса.

В гидросистемах легкого и среднего режимов работы целесообразно применять шестеренные насосы, а для тяжелых и весьма тяжелых режимов – аксиально- и радиальнопоршневые насосы.

5. Выбор гидромотора можно произвести по рабочему объему:

$$V_{\text{o}} = \frac{2\pi M}{(p_{\text{м}} - \Delta p_{\text{с}})\eta_{\text{м.м}}}, \quad (2.35)$$

где  $M$  – заданный крутящий момент, Нм;  $p_{\text{м}}$  – давление на входе в гидромотор, МПа;  $\Delta p_{\text{с}}$  – потеря давления в сливной гидролинии от гидромотора до бака, МПа;  $\eta_{\text{м.м}}$  – механический КПД гидромотора. В гидроприводах строительных и дорожных машин в основном используются шестеренные (типа НШ и МНШ) и аксиально-поршневые гидромоторы (типа 210).

6. Тип и марку гидрораспределителя выбирают по номинальному давлению, подаче насоса и количеству гидродвигателей. Для гидроприводов, работающих в легком и среднем режимах, выбирают, как правило, моноблочные распределители, а для работающих в тяжелом и весьма тяжелом режимах – секционные распределители.

7. Расчет трубопроводов состоит в определении их диаметров и потерь давления. Расчет производится по участкам, выделяемым в гидравлической схеме. Участком считают часть гидролинии между разветвлениями, пропускающую один расход при одинаковом диаметре. На участке могут быть гидроаппараты, местные сопротивления. По известному расходу и расчетной средней скорости определяют диаметр трубопровода:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (2.36)$$

и округляют до ближайших стандартных значений. Рекомендуется выбирать скорости: для всасывающей гидролинии 0,5...1,5 м/с, для сливной 1,4...2,2 м/с, для напорной – 3...6 м/с.

8. Расчет потерь давления в гидролиниях необходим для определения КПД гидропривода. В правильно спроектированной гидросистеме потери давления не должны превышать 6 % номинального давления,

При расчете потерь давления гидравлическую схему разделяют на замкнутые контуры, состоящие из последовательных участков трубопроводов с различными гидроагрегатами. В таком контуре потеря давления.

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\tau} + \sum \Delta p_{\text{м}} + \sum \Delta p_{\text{г}}, \quad (2.37)$$

где  $\Delta p_{\tau}$  – потери на трение;  $\Delta p_{\text{м}}$  – потери в местных сопротивлениях;  $\Delta p_{\text{г}}$  – потери в гидроагрегатах. *Потери на трение и в местных сопротивлениях определяются по формулам, приведенным выше.*

9. Выбор фильтра и его типоразмера производится по расходу рабочей жидкости в сливной гидролинии и требуемой для данного гидропривода тонкости фильтрации.

10. Расчет мощности и КПД гидропривода. Полная мощность гидропривода равна мощности, потребляемой насосом:

$$N = \frac{p_{\text{н}} Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}}. \quad (2.38)$$

Полный КПД гидропривода равен произведению механического, объемного и гидравлического КПД системы:

$$\eta_o = \eta_{o,n} \eta_{o,d} \eta_{o,p};$$

$$\eta_m = \eta_{n,m} \eta_{d,m} \eta_{p,m};$$

$$\eta_r = \frac{p_n - \Delta p}{p_n},$$

причем

$$\eta = \eta_o \eta_m \eta_r, \quad (2.39)$$

где величины, отмеченные индексом «н», относятся к насосу, индексом «д» – к гидродвигателю, индексом «р» – к гидрораспределителю,  $p_n$  – давление насоса,  $\Delta p$  – потери давления в системе.

КПД правильно спроектированного гидропривода  $\eta = 0,6...0,8$ .

Поскольку при практических расчетах невозможно подобрать насос, гидроцилиндр и гидромотор, обеспечивающие точные значения основных заданных параметров системы, необходимо провести проверочный расчет, в результате которого находятся действительные значения усилия на штоке  $R$ , скорости перемещения поршня, частоты вращения и крутящего момента гидромотора.

### Примеры решения задач

**2.7.** В гидроприводе с машинным управлением (рис. 2.2, а) применен регулируемый аксиально-поршневой насос, характеризующийся следующими параметрами: количество поршней  $z = 7$ , диаметры поршней  $d = 15$  мм, диаметр окружности центров цилиндров  $D = 40$  мм, частота вращения  $n = 960$  мин<sup>-1</sup>, угол наклона диска  $\gamma$  может изменяться от 0 до 30°.

Построить график изменения скорости перемещения поршня гидроцилиндра в зависимости от угла  $\gamma$ , если диаметр цилиндра  $D_t = 80$  мм, диаметр штока  $D_2 = 40$  мм. Утечками жидкости пренебречь.

*Решение.* Рабочий объем насоса находим по формуле

$$V_o = \frac{\pi d^2}{4} D \operatorname{tg} \gamma z = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{2} 4 \cdot 7 \operatorname{tg} \gamma = 49,5 \operatorname{tg} \gamma.$$

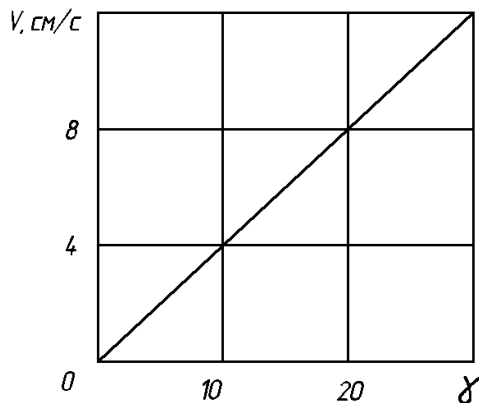


Рис. 2.8. Зависимость скорости  $v_{\text{п}}$  от угла наклона шайбы  $\gamma$

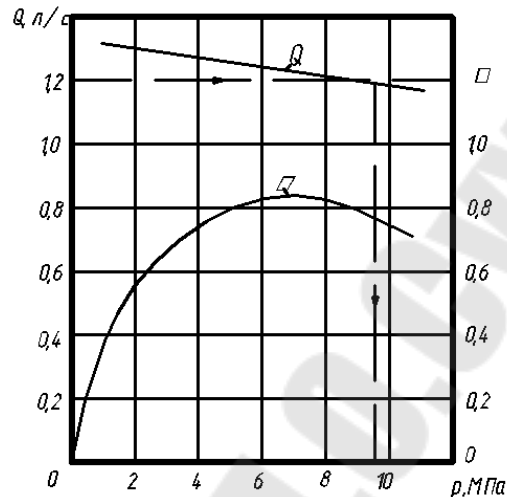


Рис. 2.9. Рабочая характеристика насоса

Идеальная подача насоса:

$$Q_{\text{н}} = \frac{V_0 n}{60} = \frac{49,5 \cdot 960 \text{tg}\gamma}{60} = 790 \text{tg}\gamma.$$

Скорость перемещения поршня гидроцилиндра:

$$v_{\text{п}} = \frac{4Q_{\text{н}}}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} = \frac{4 \cdot 790 \text{tg}\gamma}{3,14(8^2 - 4^2)} = 21 \text{tg}\gamma.$$

Значения скорости  $v_{\text{п}}$  при различных значениях угла наклона шайбы  $\gamma$ , подсчитанные по этой формуле:

$\gamma$	град	0	8	17	24	30
$v_{\text{п}}$	см/с	0	3,3	6,4	9,3	12,1

По этим данным и построена зависимость  $v_{\text{п}} = f(\gamma)$  (рис. 2.8).

**2.8.** Определить КПД объемного гидропривода вращательного движения (рис. 2.1, а), насос которого развивает давление  $p_{\text{н}} = 9,5$  МПа, а аксиально-поршневой гидромотор имеет следующие параметры: частота вращения  $n = 1100 \text{ мин}^{-1}$ , диаметры цилиндров  $d = 16$  мм, количество цилиндров  $z = 12$ , диаметр окружности центров цилиндров  $D = 82$  мм, угол наклона диска  $\gamma = 20^\circ$ , механический КПД  $\eta_{\text{гм}} = 0,85$ . Характеристика насоса приведена на рис. 2.9. Напорная гидролиния имеет длину  $l_{\text{н}} = 6$  м и диаметр  $d_{\text{н}} = 21$  мм, сливная  $l_{\text{с}} = 9$  м и  $d_{\text{с}} = 33$  мм.

Рабочая жидкость – масло промышленное ИС-30 – имеет температуру 50 °С ( $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ ). Потери давления в местных сопротивлениях трубопроводов принять равными 90 % потерь давления на трение, а потерями давления во всасывающей гидрوليнии пренебречь.

*Решение.* 1. По давлению насоса  $p_n = 9,5 \text{ МПа}$  с помощью его рабочей характеристики (рис. 2.9) находим подачу и КПД насоса:  $Q = 1,2 \text{ л/с}$ ,  $\eta_n = 0,80$ .

2. Определяем потери давления на трение  $\Delta p_t$  в гидрوليниях, для чего вычисляем скорости, числа Рейнольдса и коэффициенты потерь на трение, принимая во внимание, что кинематическая вязкость рабочей жидкости равна  $30 \text{ мм}^2/\text{с}$ . Результаты расчетов представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Гидро- линия	$Q$ , л/с	$d$ , мм	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$ , м/с	$Re = \frac{vd}{\nu}$	Формула для $\lambda$	$\lambda$	$\Delta p_t = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}$ , Па
Напорная	1,2	21	3,46	3300	4,6	0,042	62600
Сливная	1,2	33	1,40	2100	4,4	0,036	8400

Суммарные потери на трение в обеих гидрوليниях:

$$\Delta p_t = 62600 + 8400 = 71000 \text{ Па.}$$

Полные потери давления а учетом потерь в местных сопротивлениях:

$$\Delta p = 1,9 \Delta p_t = 1,9 \cdot 7,1 \cdot 10^4 = 1,35 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

3. Находим перепад давлений в гидромоторе, его рабочий объем и крутящий момент на валу по известным формулам:

$$\Delta p_{\text{ГМ}} = p_n - \Delta p = 9,500 - 0,135 = 9,365 \text{ МПа};$$

$$V_o = \frac{\pi d^2}{4} D \text{tg} \gamma z = \frac{3,14 \cdot 1,6^2}{2} 8,2 \cdot 12 \text{tg} 20^\circ = 72 \text{ см}^3;$$

$$M = \frac{V_o \Delta p_{\text{ГМ}}}{2\pi} \eta_{\text{ГМ}} = \frac{72 \cdot 10^{-6} \cdot 9,365 \cdot 10^6}{2 \cdot 3,14} 0,85 = 91,3 \text{ Нм.}$$

4. Определяем полезную мощность на валу гидромотора, потребляемую мощность насоса и КПД гидропривода:

$$N_{\Pi} = M\omega = M \frac{\pi n}{30} = 91,3 \frac{3,14 \cdot 1100}{30} = 10,5 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$N_{\text{и}} = \frac{p_{\text{н}} Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{9,5 \cdot 10^6 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3}}{0,80} = 14,25 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N_{\text{и}}} = \frac{10,50}{14,25} = 0,73.$$

**2.9.** Определить мощность и КПД объемного гидропривода поступательного движения (рис. 2.1, б), если гидроцилиндр имеет диаметр  $D = 200$  мм, механический КПД  $\eta_{\text{м}} = 0,96$ , объемный КПД  $\eta_{\text{о}} = 0,99$ , а насос, характеристика которого приведена на рис. 2.10, имеет подачу  $Q_{\text{н}} = 1,1$  л/с. Всасывающий трубопровод имеет приведенную длину  $l_{\text{п}} = 2$  м и диаметр  $D = 39$  мм, напорный –  $l_{\text{н}} = 6$  м и  $d_{\text{н}} = 19,2$  мм, сливной –  $l_{\text{о}} = 10$  м и  $d_{\text{с}} = 24$  мм. Рабочая жидкость – масло турбинное 30 – имеет температуру  $50$  °С, плотность  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>.

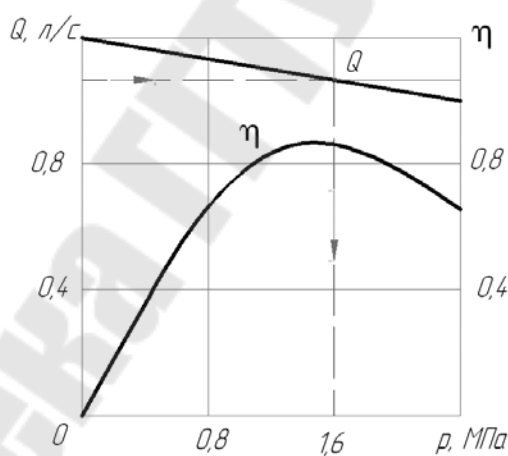


Рис. 2.10. Рабочая характеристика насоса

*Решение.* Определяем потери давления в гидролиниях, для чего вычисляем средние скорости, числа Рейнольдса и коэффициенты потерь на трение. Конечные результаты расчетов сводим в табл. 2.2.

При определении числа Рейнольдса кинематическая вязкость рабочей жидкости принята  $\nu = 30$  мм<sup>2</sup>/с.

Общие потери давления в системе

$$\Delta p = 2480 + 91800 + 42800 = 1,37 = 1,37 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

По известной подаче  $Q = 1,1$  л/с по рабочей характеристике насоса (рис. 2.10) находим давление насоса  $p_n = 1,6$  МПа и его КПД  $\eta_n = 0,85$ .

Таблица 2.2

Гидролиния	$Q$ , л/с	$d$ , мм	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$ , м/с	$Re = \frac{vd}{\nu}$	Формула для $\lambda$	$\lambda$	$\Delta p_r = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}$ , Па
Всасывающая	1,1	39	0,92	1200	(4,4)	0,063	2480
Напорная	1,2	21	3,46	3300	4,6	0,042	62600
Сливная	1,2	33	1,40	2100	4,4	0,036	8400

Определяем давление на входе в гидроцилиндр, усилие на штоке и скорость перемещения поршня:

$$p_{ц} = p_n - \Delta p = 1,600 - 0,137 = 1,463 \text{ МПа};$$

$$R = p_{ц} S_{п} \eta_m = 1,463 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} 0,96 = 4,41 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$v_{п} = \frac{4Q_n}{\pi D^2} \eta_o = \frac{4 \cdot 0,0011}{3,14 \cdot 0,2^2} 0,99 = 0,035 \text{ м/с}.$$

Полезная мощность на выходе гидропривода – мощность на штоке гидроцилиндра:

$$N_{п} = R v_{п} = 4,41 \cdot 10^4 \cdot 0,035 = 1540 \text{ Вт}.$$

Мощность гидропривода – потребляемая мощность насоса КПД гидропривода:

$$N = \frac{p_n Q_n}{\eta_n} = \frac{1,6 \cdot 10^6 \cdot 0,0011}{0,85} = 2070 \text{ Вт};$$

$$\eta = \frac{N_{п}}{N} = \frac{1540}{2070} = 0,74.$$

**2.10.** Регулирование скорости вращения вала гидромотора осуществляется дросселем, установленным последовательно в напорной гидролинии (рис. 2.1, а). Определить минимальную частоту вращения вала гидромотора из условия допустимой потери мощности в гидроклапане  $N_k = 1,5$  кВт, установленном параллельно насосу, если давле-

ние нагнетания насоса  $p = 6,3$  МПа, его подача  $Q = 30$  л/мин, рабочий объем гидромотора  $V_o = 22,8$  см<sup>3</sup>, его объемный КПД  $\eta_o = 0,95$ .

*Решение.* Максимальный расход через клапан найдем из выражения для мощности:

$$N_k = pQ_k;$$

$$Q = \frac{N_k}{p} = \frac{1500}{6,3 \cdot 10^6} = 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 0,24 \text{ л/с.}$$

В этом случае подача жидкости в гидромотор:

$$Q_{\text{ГМ}} = Q = Q_k = 0,50 - 0,24 = 0,26 \text{ л/с,}$$

где  $Q = 30/60 = 0,5$  л/с – подача насоса.

Минимальную частоту вращения вала гидромотора найдем по формуле

$$n = \frac{Q}{V_o} \eta_o = \frac{260}{22,8} 0,95 \text{ с}^{-1} = 650 \text{ мин}^{-1}.$$

**2.11.** Насос, работающий в составе объемного гидропривода вращательного движения (рис. 2.1, а), имеет подачу  $Q_n = 36,9$  л/мин и давление  $p_n = 4,23$  МПа. Определить частоту вращения вала гидромотора с рабочим объемом  $V_{o.m} = 46$  см<sup>3</sup> и КПД гидропривода, если крутящий момент на валу гидромотора  $M = 30$  Нм, объемные КПД насоса и гидромотора равны  $\eta_{o.n} = 0,96$ ,  $\eta_{o.m} = 0,95$ , механические КПД насоса и гидромотора равны  $\eta_{m.n} = 0,98$ ,  $\eta_{m.m} = 0,97$ , потери давления в гидролиниях и гидроаппаратах  $\Delta p = 54$  кПа.

*Решение.* Мощность гидропривода равна мощности, потребляемой насосом:

$$N = \frac{p_n Q_n}{\eta_n} = \frac{p_n Q_n}{\eta_{o.n} \eta_{m.n}} = \frac{4,23 \cdot 10^6 \cdot 36,9}{0,96 \cdot 0,97 \cdot 60} = 2790 \text{ Вт.}$$

Частота вращения вала гидромотора:

$$n_m = \frac{60 Q_m}{V_{o.m}} \eta_{o.m} = \frac{60 \cdot 614}{46} 0,95 = 760 \text{ мин}^{-1}.$$



Полезная мощность на валу гидромотора – полезная мощность гидропривода:

$$N_{\text{п}} = M\omega = M \frac{\pi n}{30} = 30 \frac{3,14 \cdot 760}{30} = 2390 \text{ Вт.}$$

КПД гидропривода:

$$\eta \frac{N_{\text{п}}}{N} = \frac{2390}{2790} = 0,86.$$

КПД гидропривода можно подсчитать также по формуле

$$\eta = \eta_{\text{o}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} = \eta_{\text{o.н}} \eta_{\text{o.м}} \eta_{\text{м.н}} \eta_{\text{м.м}} \eta_{\text{г}} = 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,86,$$

где  $\eta_{\text{г}} = \frac{p_{\text{н}} - \Delta p}{p_{\text{н}}} = \frac{4,23 - 0,054}{4,23} = 0,99$  – гидравлический КПД гидропривода.

**2.12.** В объемном гидроприводе вращательного движения с управлением гидродроссель установлен на выходе (рис. 2.11). Частота вращения гидромотора  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ , момент на валу  $M = 22 \text{ Нм}$ , рабочий объем гидромотора  $V_{\text{а}} = 32 \text{ см}^3$ , механический КПД  $\eta_{\text{м.м}} = 0,90$ , объемный  $\eta_{\text{o.м}} = 0,94$ . Потери давления в золотниковом гидрораспределителе, дросселе и фильтре, соответственно, равны:  $\Delta p_{\text{р}} = 0,2 \text{ МПа}$ ,  $\Delta p_{\text{др}} = 0,5 \text{ МПа}$ ,  $\Delta p_{\text{ф}} = 0,10 \text{ МПа}$ . Потери давления в трубопроводах составляют 5 % перепада давления в гидромоторе. Подача насоса на 10 % больше расхода гидромотора, КПД насоса  $\eta_{\text{н}} = 0,88$ . Определить КПД гидропривода.

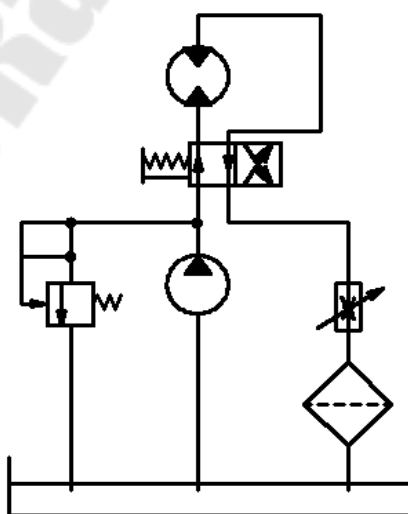


Рис. 2.11. Гидропривод вращательного движения с дроссельным регулированием

*Решение.* Находим расход жидкости гидромотором:

$$Q_H = \frac{V_{o.M} n}{60 \eta_{o.M}} = \frac{32 \cdot 1600}{60 \cdot 0,94} = 910 \text{ см}^3/\text{с} = 0,91 \text{ л/с.}$$

Мощность на валу гидромотора – полезная мощность гидропривода:

$$N_{\Pi} = M \omega = M \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1600}{30} = 3680 \text{ Вт.}$$

Перепад давления в гидромоторе находим из формулы

$$p_H = \Delta p_M + \Delta p_p + \Delta p_{др} + \Delta p_{\phi} + \Delta p_T = 4,8 + 0,2 + 0,5 + 0,1 + 0,05 \cdot 4,8 = 6,04 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_M = \frac{2\pi M}{V_{o.M} \eta_{M.M}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 22}{32 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9} = 4,8 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Давление насоса равно перепаду давления в гидромоторе и потерям давления в гидрораспределителе, дросселе, фильтре и в гидролинии:

Подача насоса:

$$Q_H = 1,1 Q_M = 1,1 \cdot 0,91 = 1,0 \text{ л/с.}$$

Мощность насоса (мощность гидропривода) составляет:

$$N = \frac{Q_H p_H}{\eta_H} = \frac{0,001 \cdot 6,04 \cdot 10^6}{0,88} = 6860 \text{ Вт.}$$

КПД гидропривода:

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N} = \frac{3680}{6860} = 0,54.$$

**2.13.** Произвести расчет объемного гидропривода, схема которого показана на рис. 2.1, б, при следующих исходных данных: усилие на штоке гидроцилиндра  $R = 200 \text{ кН}$ , ход поршня  $h = 500 \text{ мм}$ , скорость движения поршня  $v_{\Pi} = 2,5 \text{ см/с}$ , длина напорной гидролинии  $l_a = 4 \text{ м}$ , сливной –  $l_c = 7 \text{ м}$ . В напорной гидролинии необходимо установить шесть угольников ( $\zeta = 1,2$ ), а в сливной – восемь. Гидропривод должен работать при высоком давлении и среднем режиме эксплуатации. Интервал рабочих температур –  $0 \dots 50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Сопротивлением гидродросселя пренебречь.

*Решение.* 1. Для гидропривода высокого давления номинальное значение давления лежит в пределах 6,3...20 МПа. Принимаем  $p = 10$  МПа.

2. Рабочую жидкость выбираем из условий, что температура ее застывания должна быть на 15...20 °С ниже минимальной температуры окружающей среды, а кинематическая вязкость при  $p = 7...20$  МПа должна составлять 0,6...1,1 см<sup>2</sup>/с. Останавливаем выбор на масле М10Г<sub>2</sub> (ГОСТ 8581–78), у которого при 50 °С вязкость  $\nu = 0,82$  см<sup>2</sup>/с, температура застывания 15 °С, плотность  $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>.

3. Определяем площадь поршня и диаметр гидроцилиндра:

$$S_{\text{п}} = \frac{R}{p} = \frac{200 \cdot 10^3}{10^7} = 0,02 \text{ м}^2;$$

$$D = \sqrt{\frac{4S_{\text{п}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,02}{3,14}} = 0,159 \text{ м.}$$

В соответствии с отраслевой нормалью ОН 22–176–69 выбираем силовой цилиндр диаметром  $D = 160$  мм в первом исполнении, так как ход поршня не превышает 1000 мм. Следовательно, диаметр штока  $d_{\text{ш}} = 0,5D = 0,5 \cdot 160 = 80$  мм. Механический КПД гидроцилиндра при уплотнении резиновыми манжетами  $\eta_{\text{м.ц}} = 0,97$ , а полный КПД может быть принят равным  $\eta_{\text{ц}} = 0,95$ .

4. Мощность гидроцилиндра находим по (2.30):

$$N_{\text{ц}} = \frac{Rv_{\text{п}}}{\eta_{\text{ц}}} = \frac{200 \cdot 10^3 \cdot 0,025}{0,95} = 5260 \text{ Вт.}$$

Необходимую мощность насоса найдем по формуле (2.32), приняв коэффициенты запаса по скорости  $k_{\text{с}} = 1,1$ , по усилию  $k_{\text{у}} = 1,1$ :

$$N_{\text{н}} = k_{\text{с}} k_{\text{у}} N_{\text{ц}} = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 5260 = 6370 \text{ Вт.}$$

Подачу насоса найдем по формуле (2.33):

$$Q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{н}}}{p} = \frac{6370}{10^7} = 0,000637 \text{ м}^3/\text{с} = 0,64 \text{ л/с.}$$

По давлению  $p = 10$  МПа и подаче  $Q = 0,64$  л/с выбираем шестеренный насос типа НШ-32, подача которого при частоте вращения  $n = 1100$  мин<sup>-1</sup> составляет  $Q_{\text{н}} = 0,53$  л/с. Рабочий объем насоса  $V_{\text{o}} = 32$  см<sup>3</sup>, объемный КПД  $\eta_{\text{o}} = 0,92$ , полный КПД  $\eta_{\text{ц}} = 0,80$ , диапа-

зон рабочих частот вращения – 1100...1650 мин<sup>-1</sup>. Частоту вращения насоса, обеспечивающую необходимую подачу  $Q_H = 0,64$  л/с, находим по формуле (2.34):

$$n = \frac{60Q_H}{V_o \eta_{o,H}} = 1280 \text{ мин}^{-1}.$$

5. При выборе типоразмера гидрораспределителя учитываем рабочее давление в системе, расход жидкости, режим работы гидропривода, необходимое количество позиций. Принимаем для данной системы гидропривода моноблочный золотниковый гидрораспределитель Р75-П2А, потери давления в котором  $\Delta p_p = 0,4$  МПа, номинальное давление  $p = 10$  МПа, номинальный расход жидкости 40–50 л/мин (в данном гидроприводе –  $Q = 0,64$  л/с = 38,4 л/мин).

6. Исходя из номинального расхода и средней тонкости фильтрации выбираем фильтр типа 1.1.20–40, потери давления в котором  $\Delta p_\phi = 0,10$  МПа.

7. Находим внутренние диаметры напорной и сливной гидролиний, исходя из рекомендованных скоростей течения жидкости (для напорной гидролинии  $v_H = 4$  м/с, для сливной  $v_c = 2$  м/с), причем расход жидкости в сливной гидролинии:

$$Q_c = v_H \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{ш}^2) = 2,5 \frac{3,14}{4} (16^2 - 8^2) = 376 \text{ см}^3/\text{с},$$

а в напорной гидролинии равен подаче насоса:

$$D'_H = \sqrt{\frac{4Q_H}{\pi v_H}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,64 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 4}} = 0,0143 \text{ м} = 14,3 \text{ мм};$$

$$d'_c = \sqrt{\frac{4Q_c}{\pi v_c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,76 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2}} = 0,0154 \text{ м} = 15,4 \text{ мм}.$$

Полученные значения диаметров округляем до стандартных значений:

$$d_c = 15,2 \text{ мм} (\delta = 1,4 \text{ мм}), \quad d_H = 14,4 \text{ мм} (\delta = 1,8 \text{ мм})$$

и уточняем значения скоростей:

$$v_H = \frac{4Q_H}{\pi d_H^2} = \frac{4 \cdot 640}{3,14 \cdot 1,44^2} = 393 \text{ см/с} = 3,93 \text{ м/с};$$

$$v_c = \frac{4Q_c}{\pi d_c^2} = \frac{4 \cdot 376}{3,14 \cdot 1,52^2} = 207 \text{ см/с} = 2,07 \text{ м/с.}$$

8. Определяем потери давления в трубопроводах, для чего вычисляем числа Рейнольдса и коэффициенты потерь на трение:

$$Re_H = \frac{v_H d_H}{\nu} = \frac{393 \cdot 14,4}{0,82} = 690;$$

$$\lambda_H = \frac{75}{Re_H} = \frac{75}{690} = 0,108;$$

$$Re_c = \frac{v_c d_c}{\nu} = \frac{207 \cdot 15,2}{0,82} = 380;$$

$$\lambda_c = \frac{75}{Re_c} = \frac{75}{380} = 0,200.$$

Потери давления в напорном трубопроводе:

$$\Delta p_H = \left( \lambda_H \frac{l_H}{d_H} + \sum \zeta_H \right) \frac{\rho v_H^2}{2} = \left( 0,108 \frac{4,0}{0,0144} + 6 \cdot 1,2 \right) \frac{890 \cdot 3,93^2}{2} = 2,56 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Потери давления в сливном трубопроводе:

$$\Delta p_c = \left( \lambda_c \frac{l_c}{d_c} + \sum \zeta_c \right) \frac{\rho v_c^2}{2} = \left( 0,2 \frac{7}{0,0152} + 8 \cdot 1,2 \right) \frac{890 \cdot 2,07^2}{2} = 1,94 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

9. Необходимое давление насоса равно давлению в гидроцилиндре (10 МПа) плюс потери напора в гидролиниях, гидрораспределителе и фильтре:

$$\begin{aligned} p_H &= p + \Delta p_H + \Delta p_c + \Delta p_p + \Delta p_\phi = \\ &= 10 + 0,255 + 0,194 + 0,40 + 0,40 + 0,10 = 11,0 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Следовательно, принятый насос НШ-32 будет работать с перегрузкой по давлению, не превышающей 10 %, что вполне допустимо.

**2.14.** Определить мощность, потребляемую насосом объемного гидропривода с дроссельным регулированием (рис. 2.12), потери мощности из-за слива масла через гидроклапан и КПД гидропривода, если усилие на штоке гидроцилиндра  $R = 63 \text{ кН}$ , потери давления в напорной гидролинии при движении поршня вправо  $\Delta p_H = 0,2 \text{ МПа}$ ,

расход масла через гидроклапан  $Q_k = 1,55$  л/мин, объемный и механический КПД гидроцилиндра  $\eta_o = 1$ ,  $\eta_m = 0,97$ , КПД насоса  $\eta_n = 0,80$ . Диаметр поршня  $D = 125$  мм, диаметр штока  $d = 63$  мм. Дроссель настроен на пропуск расхода  $Q_{др} = 12$  л/мин. Утечками масла в гидроаппаратуре пренебречь.

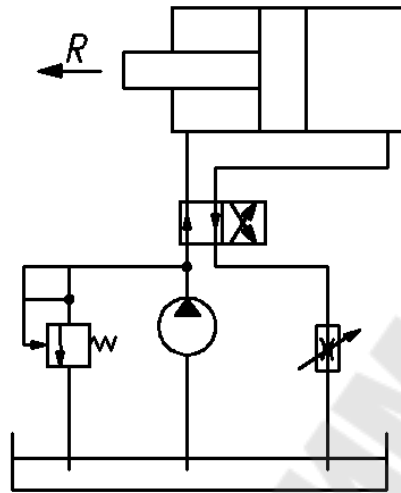


Рис. 2.12. Гидропривод с дроссельным регулированием

Решение. Скорость движения поршня:

$$v_{\text{п}} = \frac{4Q_{\text{др}}}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 12}{3,14 \cdot 1,25^2} = 9,78 \text{ мин} = 0,0163 \text{ м/с.}$$

Расход масла гидроцилиндром:

$$Q_{\text{ц}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \frac{v_{\text{п}}}{\eta_o} = \frac{3,14}{4} (1,25^2 - 0,63^2) \frac{9,78}{1} = 8,95 \text{ л/мин.}$$

Подача насоса:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{ц}} + Q_{\text{и}} = 8,95 + 1,55 = 10,5 \text{ л/мин.}$$

Давление в штоковой полости гидроцилиндра:

$$p_{\text{ц}} = \frac{4R}{\pi(D^2 - d^2)\eta_m} = \frac{4 \cdot 63 \cdot 10^3}{3,14(0,125^2 - 0,063^2)0,97} = 7,1 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Давление насоса:

$$p_{\text{н}} = p_{\text{ц}} + \Delta p_{\text{п}} = 7,1 \cdot 10^6 + 0,2 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_{\text{н}} = \frac{p_{\text{н}} Q_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{7,3 \cdot 10^6 \cdot 1,75 \cdot 10^{-6}}{0,8} = 1600 \text{ Вт},$$

где  $Q_{\text{н}} = 1,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$  – подача насоса в секунду. Потери мощности из-за слива масла через гидроклапан ( $Q_{\text{к}} = 1,55 \text{ л/мин} = 2,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ ):

$$\Delta N_{\text{к}} = Q_{\text{к}} p_{\text{а}} = 2,6 \cdot 10^{-5} \cdot 7,3 \cdot 10^4 = 190 \text{ Вт}.$$

Полезная мощность гидропривода – полезная мощность гидроцилиндра:

$$N_{\text{п}} = R v_{\text{п}} = 63 \cdot 10^3 \cdot 0,0163 = 1030 \text{ Вт}.$$

КПД гидропривода:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н}}} = \frac{1030}{1600} = 0,64.$$

**2.15.** Насос объемного гидропривода с дроссельным регулированием (рис. 2.13) развивает давление  $p_{\text{н}} = 10 \text{ МПа}$  и постоянную подачу, при которой максимальная частота вращения вала гидромотора  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ . Определить потери мощности из-за слива рабочей жидкости через гидроклапан при частоте вращения вала гидромотора  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ , если рабочий объем гидромотора  $V_{\text{o}} = 20 \text{ см}^3$ , а его объемный КПД  $\eta_{\text{o}} = 0,97$ .

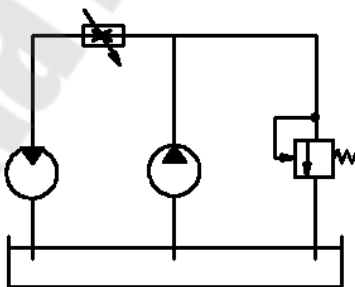


Рис. 2.13. Гидропривод с дроссельным регулированием

*Решение.* Максимальную частоту вращения вал гидромотора будет иметь при полностью открытом дросселе, когда вся жидкость от насоса поступает в гидромотор. Поэтому подача насоса:

$$Q_{\text{н}} = \frac{V_{\text{o}} n}{60 \eta_{\text{o}}} = \frac{20 \cdot 2200}{60 \cdot 0,97} = 756 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Расход масла гидромотором при частоте вращения  $n_1$ :

$$Q_M = \frac{V_o n}{60 \eta_o} = \frac{20 \cdot 1500}{60 \cdot 0,97} = 515 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Расход масла через гидроклапан:

$$Q_K = Q_H - Q_M = 756 - 515 = 241 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Потери мощности из-за слива масла через гидроклапан:

$$\Delta N_K = p_H Q_K = 10^7 \cdot 241 \cdot 10^{-6} = 2410 \text{ Вт}.$$

**2.16.** В объемном гидроприводе гидромотор и гидроцилиндр включены параллельно (рис. 2.14). Какую подачу должен создавать насос, чтобы поршень гидроцилиндра диаметром  $D = 50$  мм перемещался влево со скоростью  $v_{\Pi} = 6$  см/с, а вал гидромотора с рабочим объемом  $V_o = 16$  см<sup>3</sup> вращался с частотой  $n = 20$  с<sup>-1</sup>, если объемные КПД гидроцилиндра и гидромотора  $\eta_{o.ц} = 1$ ,  $\eta_{o.м} = 0,98$ ? Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь.

*Решение.* Подача насоса при отсутствии утечек жидкости в гидроаппаратуре равна расходу жидкости гидроцилиндром и гидромотором:

$$Q_H = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{v_{\Pi}}{\eta_{o.ц}} + \frac{V_o n}{\eta_{o.м}} = 444 \text{ см}^3/\text{с} = 26,6 \text{ л/мин}.$$

**2.17.** В объемном гидроприводе (рис. 2.14) гидроцилиндр ( $D = 125$  мм,  $d = 63$  мм) и гидромотор с рабочим объемом  $V_o = 20$  см<sup>3</sup> соединены параллельно. Потери давления в напорной гидролинии гидроцилиндра  $\Delta p_1 = 0,23$  МПа, в напорной и сливной линиях гидромотора —  $\Delta p_2 = 0,3$  МПа, утечки масла в гидроаппаратуре  $q = 5$  см<sup>3</sup>/с.

Определить КПД гидропривода и момент на валу гидромотора, если постоянная подача насоса  $Q_H = 42$  л/мин, а его КПД  $\eta_H = 0,83$ . Усилие на штоке гидроцилиндра при движении поршня вправо со скоростью  $v_{\Pi} = 5$  см/с равно  $R = 50$  кН. Полные и объемные КПД гидроцилиндра и гидромотора, соответственно, равны:  $\eta_{ц} = 0,95$ ,  $\eta_{o.ц} = 1$ ;  $\eta_{м} = 0,90$ ,  $\eta_{o.м} = 0,98$ .



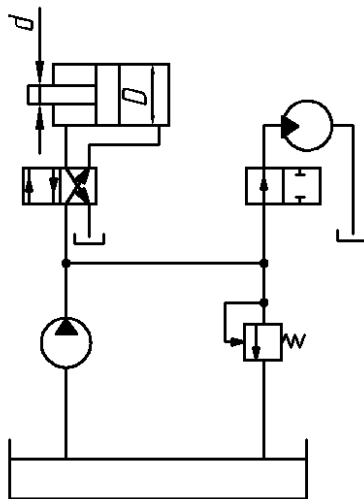


Рис. 2.14. Гидропривод с гидроцилиндром и гидромотором

*Решение.* Поскольку КПД гидропривода равен отношению суммарной полезной мощности гидроцилиндра и гидромотора:

$$N_{\text{п}} = N_{\text{ц}} + N_{\text{м}} = Rv_{\text{ц}} + \Delta p_{\text{м}} Q_{\text{м}}$$

к мощности, потребляемой насосом:

$$N_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{н}} p_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}},$$

то для его определения необходимо найти давление насоса  $p_{\text{н}}$ , расход масла  $Q_{\text{м}}$  и перепад давления  $\Delta p_{\text{м}}$  в гидромоторе.

Расход масла гидроцилиндром при движении поршня вправо:

$$Q_{\text{ц}} = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \frac{v_{\text{п}}}{\eta_{\text{о.ц}}} = \frac{3,14}{4} (12,5^2 - 6,3^2) \frac{5,0}{1,0} = 4,58 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Расход масла гидромотором:

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{ц}} - q = 700 - 458 - 5 = 237 \text{ см}^3/\text{с},$$

где  $Q_{\text{н}} = 700 \text{ см}^3/\text{с}$  – подача насоса в секунду.

Давление рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра:

$$p_{\text{ц}} = \frac{4R}{\pi (D^2 - d^2) \eta_{\text{м.ц}}} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{3,14 (0,125^2 - 0,063^2) 0,95} = 5,77 \text{ МПа},$$

где  $\eta_{\text{м.ц}} = \eta_{\text{ц}} / \eta_{\text{о.ц}} = 0,95 / 1,0 = 0,95$  – механический КПД гидроцилиндра.

Давление насоса:

$$p_n = p_{ц} + \Delta p_1 = 5,77 + 0,23 = 6,0 \text{ МПа.}$$

Пусть  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$  – потери давления в напорной и сливной линиях гидромотора, соответственно. Тогда давление на входе в гидромотор равно  $p_n - \Delta p_2$ , а перепад давления на гидромоторе:

$$\begin{aligned} \Delta p_m &= (p_n - \Delta p_2') - \Delta p_2'' = p_{ц} - (\Delta p_1' + \Delta p_2'') = \\ &= p_{ц} - \Delta p_2 = 6,00 - 0,30 = 5,70 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Полезная мощность гидроцилиндра:

$$N_{ц} = Rv_{ц} = 50 \cdot 10^3 \cdot 5 \cdot 10^{-2} = 2500 \text{ Вт.}$$

Полезная мощность гидромотора:

$$N_m = \Delta p_m Q_m = 5,7 \cdot 10^6 \cdot 237 \cdot 10^{-6} = 135 \text{ Вт.}$$

Суммарная полезная мощность гидропривода:

$$N_{п} = N_{ц} + N_m = 2500 + 1350 = 3850 \text{ Вт.}$$

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{\eta_n} = \frac{6 \cdot 10^6 \cdot 700 \cdot 10^{-6}}{0,83} = 5060 \text{ Вт.}$$

КПД гидропривода:

$$\eta = \frac{N_{п}}{N_n} = \frac{3850}{5060} = 0,76.$$

Момент на валу гидромотора:

$$M = \frac{1}{2\pi} \Delta p_m V_o \eta_{гм} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} 5,7 \cdot 10^6 \cdot 0,918 = 16,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $\eta_{г.м} = \eta_m / \eta_{о.м} = 0,90 / 0,98 = 0,918$  – гидромеханический КПД гидромотора.

**2.18.** Насос объемного гидропривода (рис. 2.15) развивает давление  $p_n$  7,5 МПа и постоянную подачу  $Q_n = 30$  л/мин. Поршни гидроцилиндров ( $D = 160$  мм,  $d = 80$  мм) перемещаются вверх с одинаковой скоростью.

Определить скорость движения поршней и потери мощности из-за слива масла через гидроклапан, если гидродроссель настроен на пропуск расхода  $Q_{др} = 7,2$  л/мин, а объемные КПД гидроцилиндров  $\eta_{о.ц} = 0,99$ . Утечками масла в гидроаппаратуре пренебречь.

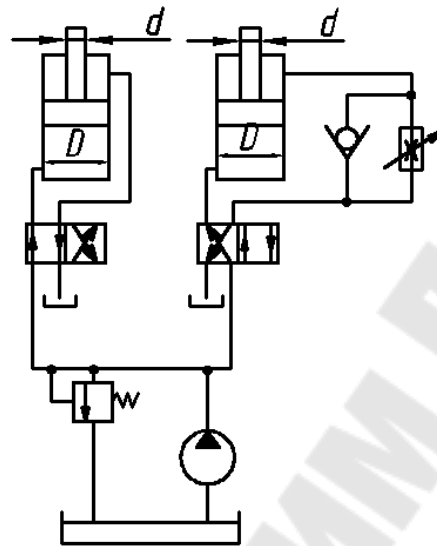


Рис. 2.15. Гидропривод с двумя гидроцилиндрами

Решение. Скорость движения поршня:

$$v_{п} = \frac{4Q_{др}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 120}{3,14(16^2 - 8^2)} = 0,8 \text{ см/с},$$

где  $Q_{др} = 120 \text{ см}^3/\text{с}$  – расход масла через гидродроссель в секунду.

Расход масла двумя гидроцилиндрами:

$$Q_{ц} = 2 \frac{\pi D^2 v_{ц}}{4 \eta_o} = 2 \frac{3,14 \cdot 16^2}{4} \frac{0,8}{0,99} = 325 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Расход масла через гидроклапан:

$$Q_k = Q_n - Q_{ц} = 500 - 325 = 175 \text{ см}^3/\text{с},$$

где  $Q_n = 500 \text{ см}^3/\text{с}$  – подача насоса в секунду.

Потери мощности из-за слива масла через гидроклапан:

$$\Delta N_k = p_n Q_k = 7,2 \cdot 10^6 \cdot 175 \cdot 10^{-6} = 1260 \text{ Вт}.$$

**2.19.** Вал гидромотора 1 с рабочим объемом  $V_{o1} = 25 \text{ см}^3$  вращается с частотой  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ . Определить частоту вращения вала гидромотора 2 (рис. 2.16) с рабочим объемом  $V_{o2} = 32 \text{ см}^3$ , если подача

насоса  $Q_n = 42$  л/мин, утечки масла в гидроаппаратуре  $q = 5$  см<sup>3</sup>/с, а объемные КПД обоих гидромоторов  $\eta_o = 0,98$ .

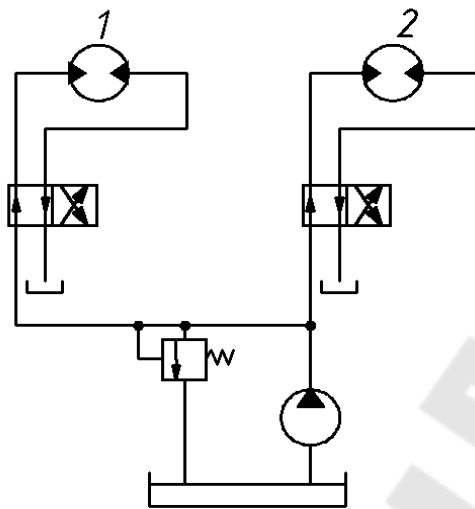


Рис. 2.16. Гидропривод с двумя гидромоторами

*Решение.* Расход масла гидромотором 1:

$$Q_1 = \frac{V_{o1}n_1}{60\eta_o} = \frac{25 \cdot 800}{60 \cdot 0,98} = 340 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Расход масла гидромотором 2:

$$Q_2 = Q_n - Q_1 - q = 700 - 340 - 5 = 355 \text{ см}^3/\text{с},$$

где  $Q_n = 700$  см<sup>3</sup>/с – подача насоса в секунду. Частота вращения вала гидромотора 2:

$$n_2 = \frac{60Q_2\eta_o}{V_{o2}} = \frac{60 \cdot 355 \cdot 0,98}{32} = 650 \text{ мин}^{-1}.$$

**2.20.** Определить пределы регулирования частоты вращения вала гидромотора, рабочий объем которого может изменяться от  $V_{o1} = 10$  см<sup>3</sup> до  $V_{o2} = 50$  см<sup>3</sup>, если подача насоса  $Q_n = 14,6$  л/мин, утечки жидкости в гидроаппаратуре гидропривода  $q = 200$  см<sup>3</sup>/мин, объемный КПД гидромотора  $\eta_o = 0,98$ .

*Решение.* Расход масла гидромотором:

$$Q_m = Q_n - q = 14,6 - 0,2 = 14,4 \text{ л/мин} = 240 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Частота вращения вала гидромотора:

а) при  $V_{o1} = 10 \text{ см}^3$

$$n_1 = \frac{60Q_M}{V_{o1}} \eta_o = \frac{60 \cdot 240 \cdot 0,98}{10} = 1410 \text{ мин}^{-1};$$

б) при  $V_{o2} = 50 \text{ см}^3$

$$n_2 = \frac{60Q_M}{V_{o2}} \eta_o = \frac{60 \cdot 240 \cdot 0,98}{50} = 282 \text{ мин}^{-1}.$$

## Литература

1. Попов, В. Б. Гидропривод мобильных сельскохозяйственных машин : курс лекций по одноим. дисциплине для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / В. Б. Попов ; М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель : ГГТУ, 2013. – 101 с.
2. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика : справ. пособие / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1983. – 696 с.
3. Сборник задач по гидравлике для технических вузов : учеб. пособие / Д. А. Бутаев [и др.] ; под ред. И. И. Куколевского, Л. Г. Подвидза. – 6-е изд. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 486 с.
4. Метревели, В. Н. Сборник задач по курсу гидравлики с решениями : учеб. пособие для вузов / В. Н. Метревели. – 2-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2008. – 191 с.
5. Вакина, В. В. Машиностроительная гидравлика: примеры расчетов / В. В. Вакина [и др.]. – Киев : Выща шк. Головное изд-во, 1986. – 208 с.

## Содержание

ГЛАВА 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ.....	3
1.1. Расчет простых трубопроводов постоянного сечения.....	3
1.2. Расчет сложных трубопроводов.....	11
1.3. Неустановившееся движение жидкости в трубопроводах. Гидравлический удар.....	26
ГЛАВА 2. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД.....	34
2.1. Принципиальные схемы. Регулирование скорости выходного звена.....	34
2.2. Расчет гидроаппаратуры.....	39
2.2.1. Расчет гидродросселей.....	39
2.2.2. Расчет гидроклапана давления.....	40
2.2.3. Расчет золотникового распределителя.....	42
2.3. Расчет объемных гидроприводов.....	48
Литература.....	70

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

# **ГИДРОПРИВОД МОБИЛЬНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**

**Практикум  
по одноименному курсу для студентов  
специальности 1-36 12 01 «Проектирование  
и производство сельскохозяйственной техники»  
дневной и заочной форм обучения**

Составитель **Попов Виктор Борисович**

**Электронный аналог печатного издания**

Редактор

*А. В. Власов*

Компьютерная верстка

*Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 23.04.15.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 4,18. Уч.-изд. л. 4,03.

Изд. № 125.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение  
Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого.  
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя  
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.  
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48