



Коллекция  
Гидравлических формул

## Содержание

Соотношения между единицами измерения.....	3
Характеристики жидкостей под давлением.....	5
Общие гидравлические отношения.....	6
Сила давления поршня.....	6
Сила в поршне.....	6
Гидравлический пресс.....	6
Уравнение неразрывности.....	7
Скорость поршня.....	7
Изменение давления.....	7
Компоненты гидравлической системы.....	8
Гидронасос.....	8
Гидромотор.....	8
Гидромотор регулируемый.....	9
Гидромотор постоянного действия.....	10
Гидромотор с пропорциональным регулированием.....	11
Гидроцилиндр.....	12
Гидроцилиндр двойного действия.....	13
Гидроцилиндр с двухсторонним штоком.....	14
Дифференциальный гидроцилиндр.....	15
Дифференциальный гидроцилиндр с пропорциональным регулированием.....	16
Гидроцилиндр с двухсторонним штоком с пропорциональным регулированием.....	17
Плунжерный гидроцилиндр с пропорциональным регулированием.....	18
Трубопровод.....	19
Примеры применения для определения давления в цилиндрах и объемных расходов от положительной и отрицательной нагрузок.....	20
Выход дифференциального цилиндра с положительной нагрузкой.....	21
Вход дифференциального цилиндра с положительной нагрузкой.....	22
Выход дифференциального цилиндра с отрицательной нагрузкой.....	23
Вход дифференциального цилиндра с отрицательной нагрузкой.....	24

Дифференциальный цилиндр, выходящий с наклонной плоскости с положительной нагрузкой.....	25
Дифференциальный цилиндр, въезжающий на наклонную плоскость с положительной нагрузкой.....	26
Дифференциальный цилиндр, выходящий с наклонной плоскости с отрицательной нагрузкой.....	27
Дифференциальный цилиндр, въезжающий на наклонную плоскость с отрицательной нагрузкой.....	28
Гидравлический двигатель с положительной нагрузкой.....	29
Гидравлический двигатель с отрицательной нагрузкой.....	30
Определение уменьшенных масс различных систем.....	31
Линейный привод.....	32
Основные области применения (энергетический метод).....	32
Точечная масса при линейных движениях.....	33
Распределенная масса при линейных движениях.....	34
Вращение.....	35
Сочетание линейного и вращательного движения.....	36
Уравнение диафрагмы.....	37
Уравнение дроссельной заслонки.....	37
Гидравлические резисторы.....	37
Гидроаккумулятор.....	38
Теплообменник (масляная вода).....	39
Пример стандартов-АБ.....	40
Конструкция клапана.....	41

## Соотношения между единицами измерения

Наименование величины	Единица		
	Наименование	Обозначение	Соотношение с единицей СИ
Длина	Микрометр	мкм	1 мкм = 0,001 мм
	Миллиметр	мм	1 мм = 0,1 см = 0,01 дм = 0,001 м
	Сантиметр	см	1 см = 10 мм = 10000 мкм
	Дециметр	дм	1 дм = 10 см = 100 мм = 100000 мкм
	Метр	м	1 м = 10 дм = 100 см = 1000 мм
	Километр	км	1 км = 1000 м = 10000 дм = 100000 см = = 1000000 мм
Площадь	Сантиметр квадратный	см <sup>2</sup>	1 см <sup>2</sup> = 100 мм <sup>2</sup>
	Дециметр квадратный	дм <sup>2</sup>	1 дм <sup>2</sup> = 100 см <sup>2</sup> = 100000 мм <sup>2</sup>
	Метр квадратный	м <sup>2</sup>	1 м <sup>2</sup> = 100 дм <sup>2</sup> = 100000 см <sup>2</sup> = 1000000 мм <sup>2</sup>
	Ар	ар	1 ар = 100 м <sup>2</sup>
	Гектар	га	1 га = 100 а = 10000 м <sup>2</sup>
	Километр квадратный	км <sup>2</sup>	1 км <sup>2</sup> = 100 га = 10000 а = 1000000 м <sup>2</sup>
Объем	Сантиметр кубический	см <sup>3</sup>	1 см <sup>3</sup> = 1000 мм <sup>3</sup> = 1 мл = 0,001 л
	Дециметр кубический	дм <sup>3</sup>	1 дм <sup>3</sup> = 1000 см <sup>3</sup> = 1000000 мм <sup>3</sup>
	Метр кубический	м <sup>3</sup>	1 м <sup>3</sup> = 1000 дм <sup>3</sup> = 1000000 см <sup>3</sup>
	Миллилитр	мл	1 мл = 0,001 л = 1 см <sup>3</sup>
	Литр	л	1 л = 1000 мл = 1 дм <sup>3</sup>
	Гектолитр	гл	1 гл = 100 л = 100 дм <sup>3</sup>
Плотность	Грамм/сантиметр кубический	г/см <sup>3</sup>	1 г/см <sup>3</sup> = 1 кг/дм <sup>3</sup> = 1 т/м <sup>3</sup> = 1 г/мл
Сила / Вес	Ньютон	Н	1 Н = 1 кг·м/с <sup>2</sup>
	Деканьютон	даН	1 даН = 1 Н
Крутящий момент	Ньютон на метр	Н·м	1 Н·м = 1 Дж
Ускорение	Метр/секунда в квадрате	м/с <sup>2</sup>	1 м/с <sup>2</sup> = 1 Н/кг
			1 г = 9,81 м/с <sup>2</sup>

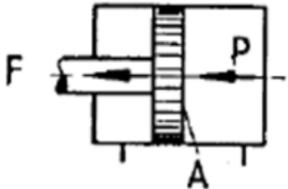
<b>Давление</b>	Паскаль	Па	$1 \text{ Па} = 1 \text{ P/ м}^2 = 0,01 \text{ мбар} = 1\text{кг/мс}^2$
	Бар	бар	$1 \text{ бар} = 10 \text{ Н/см}^2 = 100000 \text{ Н/м}^2 = 105 \text{ Па}$
	psi	psi	$1 \text{ psi} = 0,06895 \text{ бар}$
	Килограмм силы на квадратный сантиметр	кгс/см <sup>2</sup>	$1 \text{ кгс/см}^2 = 0,981 \text{ бар}$
<b>Масса</b>	Миллиграмм	мг	$1 \text{ мг} = 0,001 \text{ г}$
	Грамм	г	$1 \text{ г} = 1000 \text{ мг}$
	Килограмм	кг	$1 \text{ кг} = 1000 \text{ г} = 1000000 \text{ мг}$
	Тонна	т	$1 \text{ т} = 1000 \text{ кг} = 1000000 \text{ г}$
	Мегаграмм	Мг	$1 \text{ Мг} = 1 \text{ т}$
<b>Угловая скорость</b>	Секунда в минус первой степени	1/с	$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ $n \text{ в } 1/\text{с}$
	Радян в секунду	Рад/с	
<b>Мощность</b>	Ватт	Ватт	$1 \text{ Ватт} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м/с} = 1 \text{ Дж/с} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м/с}^2 \cdot \text{м/с}$
	Ньютон на метр в секунду	Н·м/с	
	Джоуль в секунду	Дж/с	
<b>Количество тепла, работа</b>	Вольт в секунду	Вт·с	$1 \text{ Вт} \cdot \text{с} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2 = 1 \text{ Дж}$ $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 1000 \text{ Вт} \cdot \text{ч} = 1000 \cdot 3600 \text{ Вт} \cdot \text{с} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Вт} \cdot \text{с} = 3,6 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 3600 \text{ кДж} = 3,6 \text{ МДж}$
	Ньютон на метр	Н·м	
	Джоуль	Дж	
	Киловатт в час	кВт·ч	
	Килоджоуль	кДж	
	Мегаджоуль	МДж	
<b>Механическое напряжение</b>	Ньютон на миллиметр квадратный	Н/мм <sup>2</sup>	$1 \text{ Н/мм}^2 = 10 \text{ бар} = 1 \text{ МПа}$
<b>Угол</b>	Секунда	"	$1 \text{ ''} = 1/60$
	Минута	'	$1 \text{ ''} = 60 \text{ ''}$
	Градус	°	$1 \text{ °} = 60 \text{ ''} = 3600 \text{ ''} = \pi/180 \text{ рад}$
	Радян	Рад	$1 \text{ рад} = 57,2957 \text{ °} = 180 \text{ °} / \pi$
<b>Скорость вращения</b>	Единица на секунду	1/с	$1/\text{с} = \text{с}^{-1} = 60 \text{ мин}^{-1}$
	Единица на минуту	1/мин	$1/\text{мин} = \text{мин}^{-1} = 1/60 \text{ с}$

## Характеристики жидкостей под давлением

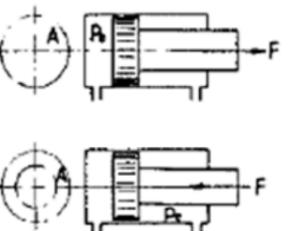
	HLP	HFC	HFA (3%)	HFD
<b>Плотность при 20°C, кг/м<sup>3</sup></b>	880	1085	1000	925
<b>Кинематическая вязкость при 40°C, мм<sup>2</sup>/с</b>	10-100	36-50	0,7	15-70
<b>Модуль сжатия E при 50°C, бар</b>	12000-14000	20400-23800	15000-17500	18000-21000
<b>Удельная теплоемкость при 20°C, кДж/кг·К</b>	2,1	3,3	4,2	1,3-1,5
<b>Теплопроводность при 20°C, В/мК</b>	0,14	0,4	0,6	0,11
<b>Оптимальная температура, °C</b>	40-50	35-50	35-50	35-50
<b>Содержание воды, %</b>	0	40-50	80-97	0
<b>Наклон кавитации</b>	Малый	Сильный	Мощный	Малый

## Общие гидравлические отношения

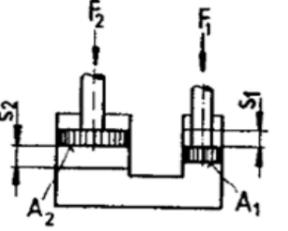
### Сила давления поршня

Рисунок	Уравнение/Преобразование уравнений	Символы формулы/Единицы измерения
	$F = 10 \cdot p \cdot A$ $F = p \cdot A \cdot \eta \cdot 10$ $A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$ $d = \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot 0,1}{\pi \cdot p}}$ $p = 0,1 \cdot \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2}$	<p>F – сила давления поршня (Н)            p – давление жидкости (бар)            A – площадь поршня (см<sup>2</sup>)            d – диаметр поршня (см)            η – КПД</p>

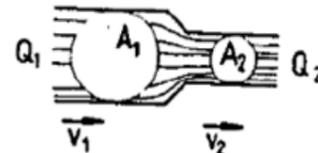
### Сила в поршне

Рисунок	Уравнение/Преобразование уравнений	Символы формулы/Единицы измерения
	$F = 10 \cdot p_e \cdot A$ $F = p_e \cdot A \cdot \eta \cdot 10$ $A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$ <p>Для площади кольца круглого сечения:  <math display="block">A = \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4}</math></p>	<p>F – сила давления поршня (Н)            p – избыточное давление на поршень (бар)            A – эффективная площадь поршня (см<sup>2</sup>)            d – диаметр поршня (см)            η – КПД</p>

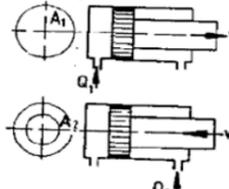
### Гидравлический пресс

Рисунок	Уравнение/Преобразование уравнений	Символы формулы/Единицы измерения
	$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$ $F_1 \cdot s_1 = F_2 \cdot s_2$ $\varphi = \frac{F_1}{F_2} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{s_2}{s_1}$	<p>F<sub>1</sub> – усилие на поршне насоса (Н)            F<sub>2</sub> – усилие на рабочем поршне (Н)            A<sub>1</sub> – площадь рабочего насоса (см<sup>2</sup>)            A<sub>2</sub> – площадь рабочего поршня (см<sup>2</sup>)            s<sub>1</sub> – путь рабочего поршня (см)            s<sub>2</sub> – путь поршня насоса (см)            φ – передаточное число</p>

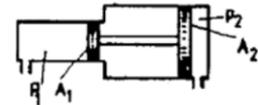
### Уравнение неразрывности

Рисунок	Уравнение/Преобразование уравнений	Символы формулы/Единицы измерения
	$Q_1 = Q_2$ $Q_1 = A_1 \cdot v_1$ $Q_2 = A_2 \cdot v_2$ $A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$	<p>Q<sub>1,2</sub> – объемные токи (см<sup>3</sup>/с, дм<sup>3</sup>/с, м<sup>3</sup>/с)            A<sub>1,2</sub> – площади поперечного сечения (см<sup>2</sup>)            v<sub>1,2</sub> – скорости потока (см/с, дм/с, м/с)</p>

### Скорость поршня

Рисунок	Уравнение/Преобразование уравнений	Символы формулы/Единицы измерения
	$v_1 = \frac{Q_1}{A_1}$ $v_2 = \frac{Q_2}{A_2}$ $A_1 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$ $A_2 = \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4}$	<p>Q<sub>1,2</sub> – объемный расход (см<sup>3</sup>/с)            A<sub>1</sub> – эффективная площадь круга (см<sup>2</sup>)            A<sub>2</sub> – эффективная площадь кольца (см<sup>2</sup>)            v<sub>1,2</sub> – скорость поршня (см/с)</p>

### Изменение давления

Рисунок	Уравнение/Преобразование уравнений	Символы формулы/Единицы измерения
	$A_1 \cdot p_1 = A_2 \cdot p_2$	<p>A<sub>1</sub> – площадь меньшего поршня (см<sup>2</sup>)            A<sub>2</sub> – площадь большего поршня (см<sup>2</sup>)            p<sub>1</sub> – давление на меньший поршень (бар)            p<sub>2</sub> – давление на больший поршень (бар)</p>

## Компоненты гидравлической системы

### ● Гидронасос

$$Q = \frac{V \cdot n \cdot \eta_{об}}{1000}$$

$$P_{пр} = \frac{p \cdot Q}{600 \cdot \eta_{общ}}$$

$$M = \frac{1,59 \cdot V \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{мех}}$$

$$\eta_{общ} = \eta_{об} \cdot \eta_{мех}$$

Q = Объемный расход, л/мин  
 V = Номинальный объем, см<sup>3</sup>  
 n = Скорость привода насоса, 1/мин  
 P<sub>пр</sub> = Мощность привода, кВт  
 p = Рабочее давление, бар  
 M = Момент привода, Н·м  
 η<sub>общ</sub> = Общий КПД (0,8-0,85)  
 η<sub>об</sub> = Объемный КПД (0,9-0,95)  
 η<sub>мех</sub> = Гидро-механический КПД (0,9-0,95)

### ● Гидромотор

$$Q = \frac{V \cdot n}{1000 \cdot \eta_{об}}$$

$$n = \frac{Q \cdot \eta_{об} \cdot 1000}{V}$$

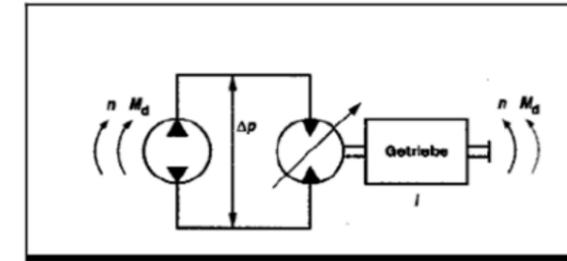
$$M_{вых} = \frac{\eta_{мех} \cdot V \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi} =$$

$$= 0,0159 \cdot V \cdot \Delta p \cdot \eta_{мех}$$

$$P_{вых} = \frac{\Delta p \cdot Q \cdot \eta_{общ}}{600}$$

Q = Объемный расход, л/мин  
 V = Номинальный объем, см<sup>3</sup>  
 n = Скорость привода насоса, 1/мин  
 P<sub>пр</sub> = Мощность привода, кВт  
 p = Рабочее давление, бар  
 M = Момент привода, Н·м  
 η<sub>общ</sub> = Общий КПД (0,8-0,85)  
 η<sub>об</sub> = Объемный КПД (0,9-0,95)  
 η<sub>мех</sub> = Гидро-механический КПД (0,9-0,95)

### ○ Гидромотор регулируемый



$$M_{кр} = \frac{30000 \cdot P}{\pi \cdot n}$$

$$P = \frac{\pi}{30000} \cdot M_{кр} \cdot n$$

$$n = \frac{30000 \cdot P}{\pi \cdot M_{кр}}$$

$$M_{кр} = \frac{M_{кр \max}}{i \cdot \eta_{кп}}$$

$$n = \frac{n_{\max}}{i}$$

$$\Delta p = 20\pi \cdot \frac{M_{кр}}{V_n \cdot \eta_{мех}}$$

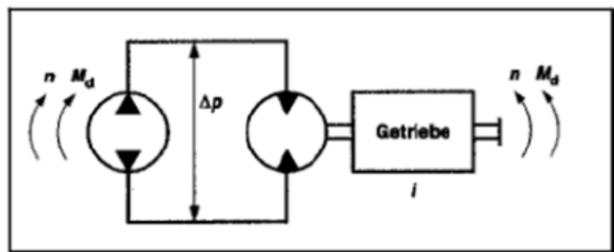
$$Q = \frac{V_n \cdot n}{1000 \cdot \eta_{мех}}$$

$$Q_n = \frac{V_n \cdot n \cdot \eta_{об}}{1000}$$

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_{общ}}$$

M<sub>кр</sub> = Крутящий момент, Н·м  
 P = Мощность двигателя, кВт  
 n = Скорость вращения, 1/мин  
 M<sub>кр max</sub> = Максимальный крутящий момент, Н·м  
 i = Передаточное число коробки передач  
 η<sub>кп</sub> = КПД коробки передач  
 η<sub>об</sub> = Объемный КПД  
 η<sub>мех</sub> = Гидро-механический КПД  
 V<sub>n</sub> = Объем подачи, см<sup>3</sup>

○ Гидромотор постоянного действия



$$M_{кр} = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P}{n}$$

$$P = \frac{\pi}{30000} \cdot M_{кр} \cdot n$$

$$n = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P}{M_{кр}}$$

$$M_{кр} = \frac{M_{кр \max}}{i \cdot \eta_{кп}}$$

$$n = \frac{n_{\max}}{i}$$

$$\Delta p = 20\pi \cdot \frac{M_{кр}}{V_n \cdot \eta_{мех}}$$

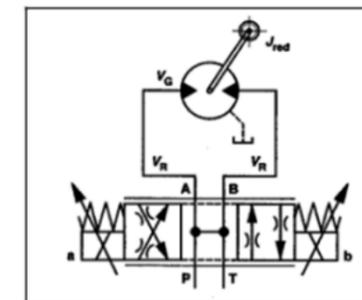
$$Q = \frac{V_n \cdot n}{1000 \cdot \eta_{мех}}$$

$$Q_n = \frac{V_n \cdot n \cdot \eta_{об}}{1000}$$

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_{общ}}$$

$M_{кр}$  = Крутящий момент, Н·м  
 $P$  = Мощность двигателя, кВт  
 $n$  = Скорость вращения, 1/мин  
 $M_{кр \max}$  = Максимальный крутящий момент, Н·м  
 $i$  = Передаточное число коробки передач  
 $\eta_{кп}$  = КПД коробки передач  
 $\eta_{об}$  = Объемный КПД  
 $\eta_{мех}$  = Гидро-механический КПД  
 $V_n$  = Объем подачи, см<sup>3</sup>

○ Гидромотор с пропорциональным регулированием

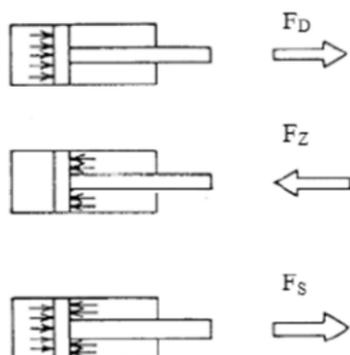


$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot E}{J_v} \cdot \frac{\left(\frac{V_p}{2\pi}\right)^2}{\left(\frac{V_p}{2} + V_{тр}\right)}}$$

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

$V_p$  = Рабочий объем, см<sup>3</sup>  
 $\omega_0$  = Собственная угловая частота, 1/с  
 $f_0$  = Собственная частота, Гц  
 $J_v$  = Момент инерции на валу гидромотора, кгм<sup>2</sup>  
 $E = 1400$  Н/мм<sup>2</sup>  
 $V_{тр}$  = Объем жидкости в трубопроводах, см<sup>3</sup>

● Гидроцилиндр



$$A = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{400} = \frac{d_1^2 \cdot 0,785}{100}, \text{ см}^2$$

$$A_{\text{шт}} = \frac{d_2^2 \cdot 0,785}{100}, \text{ см}^2$$

$$A_{\text{пш}} = \frac{(d_1^2 - d_2^2) \cdot 0,785}{100}, \text{ см}^2$$

$$F_D = \frac{p \cdot d_1^2 \cdot 0,785}{10000}, \text{ кН}$$

$$F_P = \frac{p \cdot (d_1^2 - d_2^2) \cdot 0,785}{10000}, \text{ кН}$$

$$v = \frac{h}{t \cdot 1000} = \frac{Q}{6 \cdot A}, \text{ м/с}$$

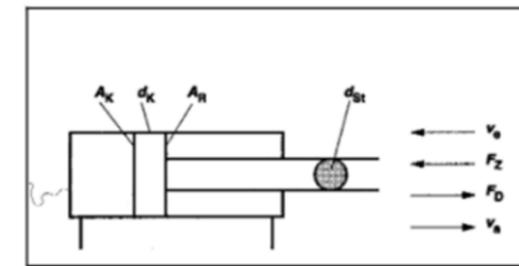
$$Q = \frac{Q_{\text{бу}}}{\eta_{\text{об}}}$$

$$V = \frac{A \cdot h}{10000}$$

$$t = \frac{A \cdot h \cdot 6}{Q \cdot 1000}, \text{ с}$$

$d_1$  = Диаметр поршня, мм  
 $d_2$  = Диаметр штока, мм  
 $p$  = Рабочее давление, бар  
 $v$  = Скорость подъема, м/с  
 $V$  = Объем подъема, л  
 $Q$  = Объемный расход с учетом утечек, л/мин  
 $Q_{\text{бу}}$  = Объемный расход без учета утечек, л/мин  
 $\eta_{\text{об}}$  = Объемный КПД (около 0,95)  
 $h$  = Ход, мм  
 $t$  = Время подъема, с

○ Гидроцилиндр двойного действия



$$d_{\text{п}} = 100 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F_D}{\pi \cdot p_{\text{п}}}}$$

$$p_{\text{п}} = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot F_D}{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}$$

$$p_{\text{ш}} = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot F_P}{\pi \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2)}$$

$$\varphi = \frac{d_{\text{п}}^2}{d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2}$$

$$Q_{\text{п}} = \frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot v_{\text{в}} \cdot d_{\text{п}}^2$$

$$Q_{\text{шт}} = \frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot v_{\text{н}} \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2)$$

$$v_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{шт}}}{\frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2)}$$

$$v_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{п}}}{\frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot d_{\text{п}}^2}$$

$$\text{Vol}_{\text{м}} = \frac{\pi}{4 \cdot 10^6} \cdot d_{\text{шт}}^2 \cdot h$$

$$\text{Vol}_{\text{з}} = \frac{\pi}{4 \cdot 10^6} \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot h$$

$V_p$  = Рабочий объем, см<sup>3</sup>

$\omega_0$  = Собственная угловая частота, 1/с

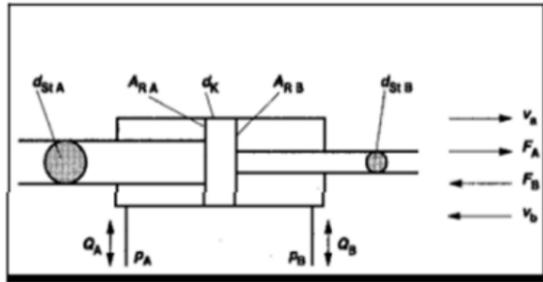
$f_0$  = Собственная частота, Гц

$J_{\text{в}}$  = Момент инерции на валу гидромотора, кгм<sup>2</sup>

$E = 1400$  Н/мм<sup>2</sup>

$V_{\text{тр}}$  = Объем жидкости в трубопроводах, см<sup>3</sup>

○ Гидроцилиндр с двухсторонним штоком



$$P_A = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot F_A}{\pi \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шA}}^2)}$$

$$P_B = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot F_B}{\pi \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шB}}^2)}$$

$$Q_A = \frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot v_A \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шA}}^2)$$

$$Q_B = \frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot v_B \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шB}}^2)$$

$$v_H = \frac{Q_{\text{ш}}}{\frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2)}$$

$$v_B = \frac{Q_{\text{п}}}{\frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot d_{\text{п}}^2}$$

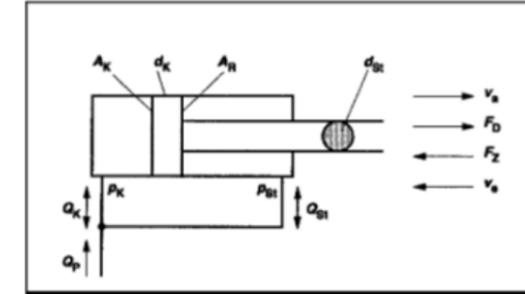
$$\text{Vol}_M = \frac{\pi}{4 \cdot 10^6} \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot h$$

$$\text{Vol}_A = \frac{\pi}{4 \cdot 10^6} \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шA}}^2) \cdot h$$

$$\text{Vol}_B = \frac{\pi}{4 \cdot 10^6} \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{шB}}^2) \cdot h$$

$d_{\text{п}}$  = Диаметр поршня, мм  
 $d_{\text{шA}}$  = Диаметр штока А, мм  
 $d_{\text{шB}}$  = Диаметр штока Б, мм  
 $F_A$  = Сила, действующая на шток А, кН  
 $F_B$  = Сила, действующая на шток Б, кН  
 $p_A$  = Давление со стороны А, бар  
 $p_B$  = Давление со стороны Б, бар  
 $Q_{\text{п}}$  = Объемный расход со стороны А, л/мин  
 $Q_{\text{ш}}$  = Объемный расход со стороны Б, л/мин  
 $v_A$  = Скорость А, м/с  
 $v_B$  = Скорость Б, м/с  
 $\text{Vol}_M$  = Паразитный объем, л  
 $\text{Vol}_A$  = Объем заполнения А, л  
 $\text{Vol}_B$  = Объем заполнения Б, л

○ Дифференциальный гидроцилиндр



$$d_{\text{к}} = 100 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F_D}{\pi \cdot p_{\text{к}}}}$$

$$P_{\text{п}} = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot F_D}{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}$$

$$P_{\text{ш}} = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot F_p}{\pi \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2)}$$

$$Q = \frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot v_B \cdot d_{\text{ш}}^2$$

Извлечь:

$$v_B = \frac{Q_{\text{ш}}}{\frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot d_{\text{ш}}^2}$$

$$Q_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot d_{\text{п}}^2}{d_{\text{ш}}^2}$$

$$Q_{\text{ш}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2)}{d_{\text{ш}}^2}$$

Получаем:

$$v_H = \frac{Q_{\text{ш}}}{\frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2)}$$

$$Q_{\text{ш}} = Q_{\text{н}}$$

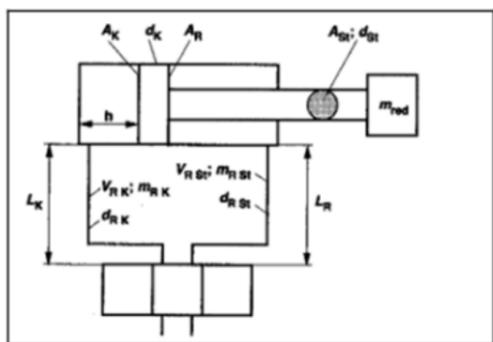
$$Q_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot d_{\text{п}}^2}{d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2}$$

$$\text{Vol}_M = \frac{\pi}{4 \cdot 10^6} \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot h$$

$$\text{Vol}_3 = \frac{\pi}{4 \cdot 10^6} \cdot (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2) \cdot h$$

$d_{\text{п}}$  = Диаметр поршня, мм  
 $d_{\text{ш}}$  = Диаметр штока, мм  
 $F_D$  = Сила давления, кН  
 $F_p$  = Растягивающее усилие, кН  
 $p_{\text{к}}$  = Давление на стороне поршня, бар  
 $p_{\text{ш}}$  = Давление на стороне штока, бар  
 $h$  = Ход, мм  
 $Q_{\text{п}}$  = Объемный расход со стороны поршня, л/мин  
 $Q_{\text{ш}}$  = Объемный расход со стороны штока, л/мин  
 $Q_{\text{н}}$  = Подача насоса, л/мин  
 $v_B$  = Скорость выдвигания, м/с  
 $v_H$  = Начальная скорость, м/с  
 $\text{Vol}_M$  = Паразитный объем, л  
 $\text{Vol}_3$  = Объем заполнения, л

- Дифференциальный гидроцилиндр с пропорциональным регулированием



$$A = \frac{d_p^2 \cdot \pi}{4}$$

$$A_k = \frac{(d_p^2 - d_{ш}^2) \cdot \pi}{4}$$

$$V_p = \frac{d_{тп}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{L_p}{1000}$$

$$V_{ш} = \frac{d_{тш}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{L_{ш}}{1000}$$

$$m_p = \frac{V_p \cdot \rho}{1000}$$

$$m_{ш} = \frac{V_{ш} \cdot \rho}{1000}$$

$$h_m = \frac{\frac{A_k \cdot h}{\sqrt{A_k^3}} + \frac{V_{ш}}{\sqrt{A_k^3}} - \frac{V_p}{\sqrt{A_k^3}}}{\frac{1}{\sqrt{A_k}} + \frac{1}{\sqrt{A_p}}}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{m} \cdot \left( \frac{A_p^2 \cdot E}{10 \cdot A_p \cdot h_m + V_p} + \frac{A_k^2 \cdot E}{10 \cdot A_k \cdot (h - h_m) + V_{ш}} \right)}$$

$$\omega_{01} = \omega_0 \sqrt{\frac{m_{НО}}{m + m_{НО}}}$$

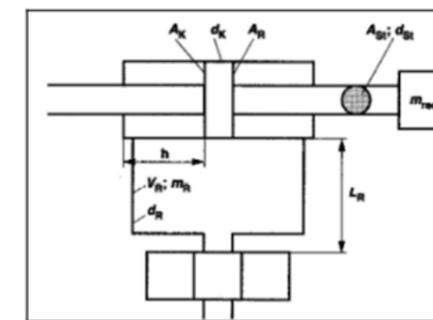
$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi}$$

$$m_{НО} = m_p \left( \frac{d_p}{d_k} \right)^4 + m_{ш} \left( \frac{1}{d_{тш}} \sqrt{\frac{400 \cdot A_k}{\pi}} \right)$$

$A_p$  = Площадь поршня, мм<sup>2</sup>  
 $A_k$  = Площадь поршневого кольца, мм<sup>2</sup>  
 $d_k$  = Площадь поршневого кольца, мм<sup>2</sup>  
 $d_p$  = Диаметр поршня, мм  
 $d_{ш}$  = Диаметр штока, мм  
 $d_{тп}$  = Диаметр трубопровода поршня, мм  
 $L_p$  = Длина стороны поршня, мм  
 $d_{тш}$  = Диаметр трубопровода штока, мм  
 $L_{ш}$  = Длина стороны штока, мм  
 $h$  = Ход, мм  
 $V_p$  = Объем линии стороны поршня, см<sup>3</sup>  
 $V_{ш}$  = Объем линии стороны штока, см<sup>3</sup>  
 $m_p$  = Масса масла в линии стороны поршня, кг  
 $m_{ш}$  = Масса масла в линии стороны штока, кг  
 $h_m$  = Положение при минимальной собственной частоте, см  
 $\omega_0$  = Собственная угловая частота, 1/с  
 $f_0$  = Собственная частота, Гц

- Гидроцилиндр с двухсторонним штоком с пропорциональным регулированием



$$A = \frac{(d_p^2 - d_{ш}^2) \cdot \pi}{4}$$

$$V_T = \frac{d_{тп}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{L_p}{1000}$$

$$m_T = \frac{V_T \cdot \rho}{1000}$$

$$\omega_0 = 100 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E}{m} + \frac{A_k^2}{10 \cdot A_k \cdot h + V_{ш}}}$$

Уравнение применяется только к центральному положению цилиндра с двойным ходом. Собственная частота любого положения может быть рассчитана с помощью уравнения для дифференциального цилиндра, однако, как показано на стр. 13,  $A_k = A_p$ .

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

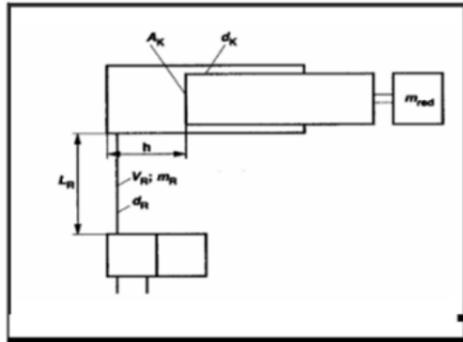
$$m = 2m_p \cdot \left( \frac{1}{d_k} \sqrt{\frac{400 \cdot A_k}{\pi}} \right)^4$$

$$\omega_{01} = \omega_0 \sqrt{\frac{m_{НО}}{m + m_{НО}}}$$

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi}$$

$A_k$  = Площадь поршневого кольца, мм<sup>2</sup>  
 $d_k$  = Площадь поршневого кольца, мм<sup>2</sup>  
 $d_p$  = Диаметр поршня, мм  
 $d_{ш}$  = Диаметр штока, мм  
 $L_p$  = Длина стороны поршня, мм  
 $h$  = Ход, мм  
 $V_T$  = Объем трубопровода, см<sup>3</sup>  
 $m_T$  = Масса масла в трубопроводе, кг  
 $\omega_0$  = Собственная угловая частота, 1/с  
 $f_0$  = Собственная частота, Гц

- Плунжерный гидроцилиндр с пропорциональным регулированием



$$A_{\text{п}} = \frac{d_{\text{п}}^2 \cdot \pi}{4}$$

$$V_{\text{т}} = \frac{d_{\text{п}}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{L_{\text{п}}}{1000}$$

$$m_{\text{т}} = \frac{V_{\text{т}} \cdot \rho}{1000}$$

$$\omega_0 = 100 \cdot \sqrt{\frac{E}{m} + \frac{A_{\text{п}}^2}{A_{\text{п}} \cdot h + V_{\text{ш}}}}$$

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

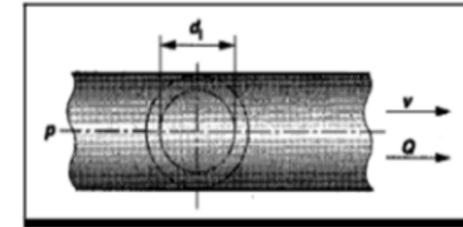
$$m = 2m_{\text{п}} \cdot \left(\frac{d_{\text{п}}}{d_{\text{к}}}\right)^4$$

$$\omega_{01} = \omega_0 \sqrt{\frac{m_{\text{но}}}{m + m_{\text{но}}}}$$

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi}$$

$A_{\text{п}}$  = Площадь поршня, мм<sup>2</sup>  
 $d_{\text{к}}$  = Площадь поршневого кольца, мм<sup>2</sup>  
 $d_{\text{п}}$  = Диаметр поршня, мм  
 $L_{\text{п}}$  = Длина стороны поршня, мм  
 $L_{\text{к}}$  = Длина стороны поршневого кольца, мм  
 $h$  = Ход, мм  
 $V_{\text{т}}$  = Объем трубопровода, см<sup>3</sup>  
 $m_{\text{т}}$  = Масса масла в трубопроводе, кг  
 $\omega_0$  = Собственная угловая частота, 1/с  
 $f_0$  = Собственная частота, Гц

- Трубопровод



$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l \cdot \rho \cdot v^2 \cdot 10}{d \cdot 2}$$

$$\lambda_{\text{лам}} = \frac{64}{\text{Re}}$$

$$\lambda_{\text{турб}} = \frac{0,316}{\sqrt{\text{Re}}}$$

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\vartheta} \cdot 10^3$$

$$v = \frac{Q}{6 \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4}} \cdot 10^2$$

$$d = \sqrt{\frac{400 \cdot Q}{6 \cdot \pi \cdot v}}$$

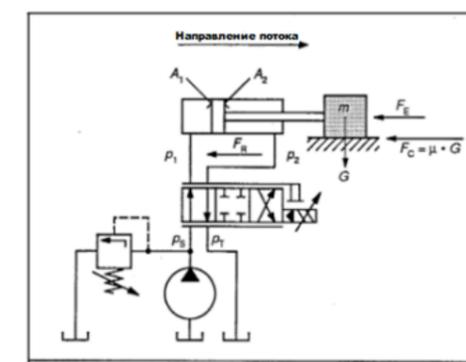
$\Delta p$  = Потеря давления на прямом трубопроводе, бар  
 $\rho$  = Плотность, кг/дм<sup>3</sup> (0,89)  
 $\lambda$  = Коэффициент трения трубы  
 $\lambda_{\text{лам}}$  = Коэффициент трения трубы для ламинарного течения  
 $\lambda_{\text{турб}}$  = Коэффициент трения трубы для турбулентного течения  
 $l$  = Длина трубопровода, м  
 $v$  = Скорость потока в трубопроводе, м/с  
 $d$  = Внутренний диаметр трубопровода, мм  
 $\vartheta$  = Кинематическая вязкость, мм<sup>2</sup>/с  
 $Q$  = Объемный расход в трубопроводе, л/мин

## Примеры применения для определения давления в цилиндрах и объемных расходов от положительной и отрицательной нагрузок

### Номенклатура

Параметр	Символ	Единицы измерения
Ускорение	$A$	$\text{м/с}^2$
Площадь цилиндра	$A_1$	$\text{см}^2$
Площадь кольца	$A_2$	$\text{см}^2$
Отношение площадей	$\varphi = A_1 / A_2$	-
Суммарная сила	$F_T$	даН
Ускоряющая сила	$F_a = 0,1 \cdot m \cdot a$	даН
Внешняя сила	$F_E$	даН
Сила трения	$F_C$	даН
Трение уплотнения	$F_R$	даН
Вес	$G$	даН
Масса	$M = m_k + G/g$	кг
Масса поршня	$m_k$	кг
Объемный расход	$Q = 0,06 \cdot A \cdot v_{\text{max}}$ $v_{\text{max}}$	л/мин см/с
Крутящий момент	$T = \alpha \cdot J + T_L$	Н·м
Момент нагрузки	$T_L$	Н·м
Угловое ускорение	$\alpha$	рад/с <sup>2</sup>
Момент масс инерции	$J$	кг·м <sup>2</sup>

- Выход дифференциального цилиндра с положительной нагрузкой



Толкование:

$$F_T = F_a + F_R + F_C + F_E, \text{ даН}$$

Заданные параметры:

$$F_T = 4450 \text{ даН}$$

$$P_S = 210 \text{ бар}$$

$$P_T = 5,25 \text{ бар}$$

$$A_1 = 53,5 \text{ см}^2$$

$$A_2 = 38,1 \text{ см}^2$$

$$\varphi = 1,4$$

$$v_{\text{max}} = 30 \text{ см/с}$$

$$\Rightarrow p_1 \text{ и } p_2$$

$$p_1 = \frac{p_S A_2 + R^2 [F_T + (P_T A_2)]}{A_2 (1 + \varphi^3)}, \text{ бар}$$

$$p_2 = P_T + \frac{p_S - p_1}{\varphi^2}, \text{ бар}$$

Проверка размеров цилиндра и расчет номинального объемного расхода  $Q_N$  в зависимости от давления нагрузки  $p_1$ .

$$Q = 0,06 \cdot A_1 \cdot v_{\text{max}}, \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = Q \sqrt{\frac{35}{p_S - p_1}}, \text{ л/МИН}$$

Выбор сервомотора на 10% больше расчетного номинального расхода.

Расчет:

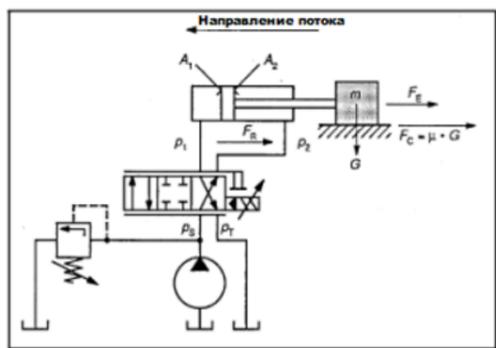
$$p_1 = \frac{210 \cdot 38,1 + 1,4^2 [4450 + (5,25 \cdot 38,1)]}{38,1 (1 + 1,4^3)} = 120 \text{ бар}$$

$$p_2 = 5,25 + \frac{210 - 120}{1,4^2} = 52 \text{ бар}$$

$$Q = 0,06 \cdot 53,5 \cdot 30 = 96 \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = 96 \sqrt{\frac{35}{210 - 120}} = 60 \text{ л/МИН}$$

- Вход дифференциального цилиндра с положительной нагрузкой



Толкование:

$$F_T = F_a + F_R + F_C + F_E, \text{ даН}$$

Заданные параметры:

$$F_T = 4450 \text{ даН}$$

$$P_s = 210 \text{ бар}$$

$$P_T = 5,25 \text{ бар}$$

$$A_1 = 53,5 \text{ см}^2$$

$$A_2 = 38,1 \text{ см}^2$$

$$\varphi = 1,4$$

$$v_{\max} = 30 \text{ см/с}$$

$$\Rightarrow p_1 \text{ и } p_2$$

$$p_2 = \frac{p_s A_2 \varphi^3 + F_T + (P_T A_2 \varphi)}{A_2 (1 + \varphi^3)}, \text{ бар}$$

$$p_1 = p_T + (p_s - p_2) \cdot \varphi^2 \text{ бар}$$

Проверка размеров цилиндра и расчет номинального объемного расхода  $Q_N$  в зависимости от давления нагрузки  $p_1$ .

$$Q = 0,06 \cdot A_2 \cdot v_{\max}, \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = Q \sqrt{\frac{35}{p_s - p_2}}, \text{ л/МИН}$$

Выбор сервомотора на 10% больше расчетного номинального расхода.

Расчет:

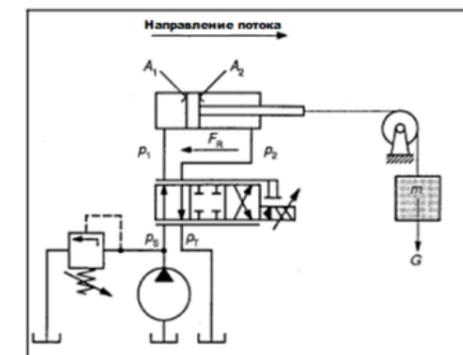
$$p_1 = \frac{210 \cdot 38,1 \cdot 1,4^2 + 4450 + (5,25 \cdot 38,1 \cdot 1,4)}{38,1(1 + 1,4^3)} = 187 \text{ бар}$$

$$p_2 = 5,25 + (210 - 187) \cdot 1,4^2 = 52 \text{ бар}$$

$$Q = 0,06 \cdot 38,1 \cdot 30 = 69 \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = 69 \sqrt{\frac{35}{210 - 187}} = 84 \text{ л/МИН}$$

- Выход дифференциального цилиндра с отрицательной нагрузкой



Толкование:

$$F_T = F_a + F_R - G, \text{ даН}$$

Заданные параметры:

$$F_T = -2225 \text{ даН}$$

$$P_s = 176 \text{ бар}$$

$$P_T = 0 \text{ бар}$$

$$A_1 = 81,3 \text{ см}^2$$

$$A_2 = 61,3 \text{ см}^2$$

$$\varphi = 1,3$$

$$v_{\max} = 12,7 \text{ см/с}$$

$$\Rightarrow p_1 \text{ и } p_2$$

$$p_1 = \frac{p_s A_2 + \varphi^2 [F_T + (P_T A_2)]}{A_2 (1 + \varphi^3)}, \text{ бар}$$

$$p_2 = p_T + \frac{p_s - p_1}{\varphi^2}, \text{ бар}$$

Проверка размеров цилиндра и расчет номинального объемного расхода  $Q_N$  в зависимости от давления нагрузки  $p_1$ .

$$Q = 0,06 \cdot A_1 \cdot v_{\max}, \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = Q \sqrt{\frac{35}{p_s - p_1}}, \text{ л/МИН}$$

Выбор сервомотора на 10% больше расчетного номинального расхода.

Расчет:

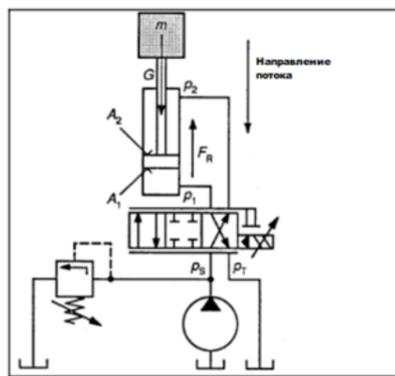
$$p_1 = \frac{175 \cdot 61,3 + 1,3^2 [-2225 + (0 \cdot 61,3)]}{61,3(1 + 1,3^3)} = 36 \text{ бар}$$

$$p_2 = 0 + \frac{175 - 36}{1,3^2} = 82 \text{ бар}$$

$$Q = 0,06 \cdot 81,3 \cdot 12,7 = 82 \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = 62 \sqrt{\frac{35}{175 - 36}} = 31 \text{ л/МИН}$$

- Вход дифференциального цилиндра с отрицательной нагрузкой



Толкование:

$$F_T = F_a + F_R - G, \text{ даН}$$

Заданные параметры:

$$F_T = -4450 \text{ даН}$$

$$P_S = 210 \text{ бар}$$

$$P_T = 0 \text{ бар}$$

$$A_1 = 81,3 \text{ см}^2$$

$$A_2 = 61,3 \text{ см}^2$$

$$\varphi = 1,3$$

$$v_{\max} = 25,4 \text{ см/с}$$

$$\Rightarrow p_1 \text{ и } p_2$$

$$p_2 = \frac{p_s A_2 \varphi^3 + F_T + (p_T A_2 \varphi)}{A_2 (1 + \varphi^3)}, \text{ бар}$$

$$p_1 = p_T + (p_s - p_2) \cdot \varphi^2 \text{ бар}$$

Проверка размеров цилиндра и расчет номинального объемного расхода  $Q_N$  в зависимости от давления нагрузки  $p_1$ .

$$Q = 0,06 \cdot A_2 \cdot v_{\max}, \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = Q \sqrt{\frac{35}{p_s - p_2}}, \text{ л/МИН}$$

Выбор сервомотора на 10% больше расчетного номинального расхода.

Расчет:

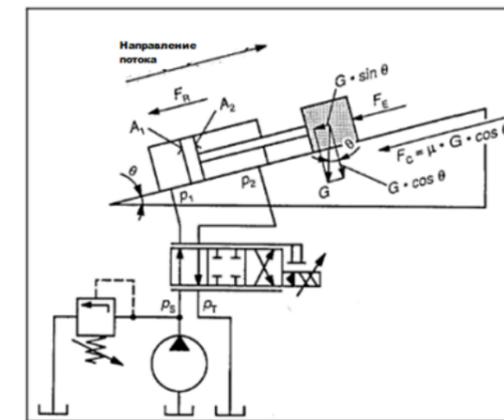
$$p_1 = \frac{210 \cdot 61,3 \cdot 1,4^2 - 4450 + (0 \cdot 61,3 \cdot 1,3)}{61,3(1 + 1,3^3)} = 122 \text{ бар}$$

$$p_2 = 0 + (210 - 122) \cdot 1,3^2 = 149 \text{ бар}$$

$$Q = 0,06 \cdot 61,3 \cdot 25,4 = 93 \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = 93 \sqrt{\frac{35}{210 - 122}} = 59 \text{ л/МИН}$$

- Дифференциальный цилиндр, выходящий с наклонной плоскости с положительной нагрузкой



Толкование:

$$F_T = F_a + F_R + F_S + (G \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)), \text{ даН}$$

Заданные параметры:

$$F_T = 2225 \text{ даН}$$

$$P_S = 140 \text{ бар}$$

$$P_T = 3,5 \text{ бар}$$

$$A_1 = 31,6 \text{ см}^2$$

$$A_2 = 19,9 \text{ см}^2$$

$$\varphi = 1,6$$

$$v_{\max} = 12,7 \text{ см/с}$$

$$\Rightarrow p_1 \text{ и } p_2$$

$$p_1 = \frac{p_s A_2 + \varphi^2 [F_T + (P_T A_2)]}{A_2 (1 + \varphi^3)}, \text{ бар}$$

$$p_2 = p_T + \frac{p_s - p_1}{\varphi^2}, \text{ бар}$$

Проверка размеров цилиндра и расчет номинального объемного расхода  $Q_N$  в зависимости от давления нагрузки  $p_1$ .

$$Q = 0,06 \cdot A_1 \cdot v_{\max}, \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = Q \sqrt{\frac{35}{p_s - p_1}}, \text{ л/МИН}$$

Выбор сервомотора на 10% больше расчетного номинального расхода.

Расчет:

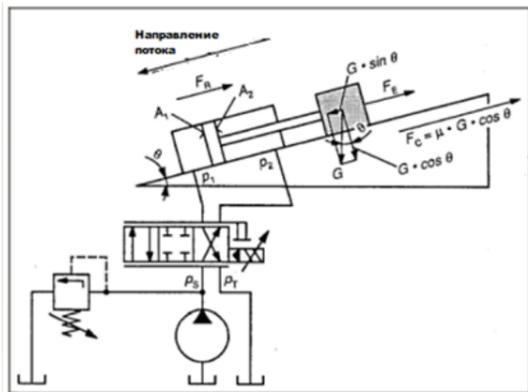
$$p_1 = \frac{140 \cdot 19,9 + 1,6^2 [2225 + (3,5 \cdot 19,9)]}{19,9(1 + 1,6^3)} = 85 \text{ бар}$$

$$p_2 = 3,5 + \frac{140 - 85}{1,6^2} = 25 \text{ бар}$$

$$Q = 0,06 \cdot 31,6 \cdot 12,7 = 24 \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = 24 \sqrt{\frac{35}{140 - 85}} = 19 \text{ л/МИН}$$

- Дифференциальный цилиндр, въезжающий на наклонную плоскость с положительной нагрузкой



Толкование:

$$F_T = F_a + F_E + F_S + (G \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)), \text{ даН}$$

Заданные параметры:

$$F_T = 1780 \text{ даН}$$

$$P_S = 140 \text{ бар}$$

$$P_T = 3,5 \text{ бар}$$

$$A_1 = 31,6 \text{ см}^2$$

$$A_2 = 19,9 \text{ см}^2$$

$$\varphi = 1,6$$

$$v_{\max} = 12,7 \text{ см/с}$$

$$\Rightarrow p_1 \text{ и } p_2$$

$$p_2 = \frac{p_s A_2 \varphi^3 + F_T + (p_T A_2 \varphi)}{A_2 (1 + \varphi^3)}, \text{ бар}$$

$$p_2 = p_T + (p_s - p_2) \cdot \varphi^2 \text{ бар}$$

Проверка размеров цилиндра и расчет номинального объемного расхода  $Q_N$  в зависимости от давления нагрузки  $p_1$ .

$$Q = 0,06 \cdot A_2 \cdot v_{\max}, \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = Q \sqrt{\frac{35}{p_s - p_2}}, \text{ л/МИН}$$

Выбор сервомотора на 10% больше расчетного номинального расхода.

Расчет:

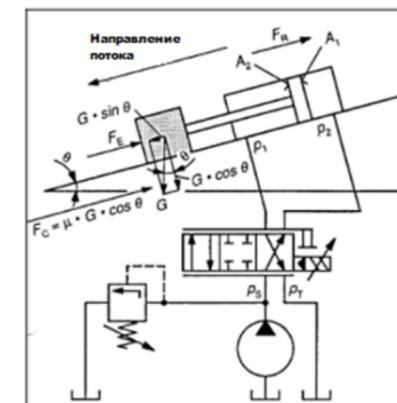
$$p_1 = \frac{140 \cdot 19,9 \cdot 1,6^2 + 1780 + (3,5 \cdot 19,9 \cdot 1,6)}{19,9(1 + 1,6^3)} = 131 \text{ бар}$$

$$p_2 = 3,5 + (140 - 131) \cdot 1,6^2 = 26 \text{ бар}$$

$$Q = 0,06 \cdot 19,9 \cdot 12,7 = 15 \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = 15 \sqrt{\frac{35}{140 - 131}} = 30 \text{ л/МИН}$$

- Дифференциальный цилиндр, выходящий с наклонной плоскости с отрицательной нагрузкой



Толкование:

$$F_T = F_a + F_R + F_E + (G \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)), \text{ даН}$$

Заданные параметры:

$$F_T = -6675 \text{ даН}$$

$$P_S = 210 \text{ бар}$$

$$P_T = 0 \text{ бар}$$

$$A_1 = 53,5 \text{ см}^2$$

$$A_2 = 38,1 \text{ см}^2$$

$$\varphi = 1,4$$

$$v_{\max} = 25,4 \text{ см/с}$$

$$\Rightarrow p_1 \text{ и } p_2$$

$$p_1 = \frac{p_s A_2 + \varphi^2 [F_T + (p_T A_2)]}{A_2 (1 + \varphi^3)}, \text{ бар}$$

$$p_2 = p_T + \frac{p_s - p_1}{\varphi^2}, \text{ бар}$$

Проверка размеров цилиндра и расчет номинального объемного расхода  $Q_N$  в зависимости от давления нагрузки  $p_1$ .

$$Q = 0,06 \cdot A_1 \cdot v_{\max}, \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = Q \sqrt{\frac{35}{p_s - p_1}}, \text{ л/МИН}$$

Выбор сервомотора на 10% больше расчетного номинального расхода.

Расчет:

$$p_1 = \frac{210 \cdot 106 + 1,4^2 [-6675 + (0 \cdot 106)]}{106(1 + 1,4^3)} = 131 \text{ бар}$$

**Осторожно!**

Отрицательная нагрузка приводит к кавитации внутри цилиндра. Изменять заданные параметры путем увеличения номинального размера цилиндра, или давления в системе, или уменьшения требуемой силы.

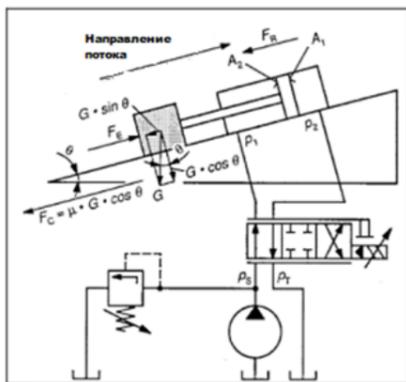
$$A_1 = 126 \text{ см}^2; A_2 = 106 \text{ см}^2; R = 1,2$$

$$p_2 = \frac{210 - 44}{1,2^2} = 116 \text{ бар}$$

$$Q = 0,06 \cdot 126 \cdot 25,4 = 192 \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = 192 \sqrt{\frac{35}{210 - 44}} = 88 \text{ л/МИН}$$

- Дифференциальный цилиндр, въезжающий на наклонную плоскость с отрицательной нагрузкой



Толкование:

$$F_T = F_a + F_R + F_E + (G \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)), \text{ даН}$$

Заданные параметры:

$$F_T = -6675 \text{ даН}$$

$$P_S = 210 \text{ бар}$$

$$P_T = 0 \text{ бар}$$

$$A_1 = 53,5 \text{ см}^2$$

$$A_2 = 38,1 \text{ см}^2$$

$$\varphi = 1,4$$

$$v_{\max} = 25,4 \text{ см/с}$$

$$\Rightarrow p_1 \text{ и } p_2$$

$$p_2 = \frac{p_S A_2 \varphi^3 + F_T + (P_T A_2 \varphi)}{A_2 (1 + \varphi^3)}, \text{ бар}$$

$$p_2 = P_T + (p_S - p_2) \cdot \varphi^2, \text{ бар}$$

Проверка размеров цилиндра и расчет номинального объемного расхода  $Q_N$  в зависимости от давления нагрузки  $p_1$ .

$$Q = 0,06 \cdot A_2 \cdot v_{\max}, \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = Q \sqrt{\frac{35}{p_S - p_2}}, \text{ л/МИН}$$

Выбор сервомотора на 10% больше расчетного номинального расхода.

Расчет:

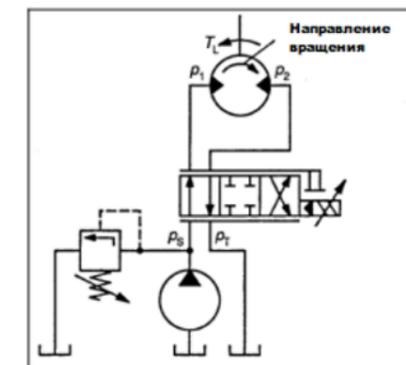
$$p_1 = \frac{210 \cdot 38,1 \cdot 1,4^2 - 6675 + (0 \cdot 38,1 \cdot 1,4)}{38,1(1 + 1,4^3)} = 107 \text{ бар}$$

$$p_2 = 0 + (210 - 107) \cdot 1,4^2 = 202 \text{ бар}$$

$$Q = 0,06 \cdot 38,1 \cdot 25,4 = 58 \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = 58 \sqrt{\frac{35}{210 - 107}} = 34 \text{ л/МИН}$$

- Гидравлический двигатель с положительной нагрузкой



Толкование:

$$T = \alpha \cdot J + T_L, \text{ Н·м}$$

Заданные параметры:

$$T = 56,5 \text{ Н·м}$$

$$P_S = 210 \text{ бар}$$

$$P_T = 0 \text{ бар}$$

$$D_M = 82 \text{ см}^2/\text{рад}$$

$$\omega_M = 10 \text{ рад/с}$$

$$\Rightarrow p_1 \text{ и } p_2$$

$$p_1 = \frac{P_S + P_T}{2} + \frac{10 \pi T}{D_M}, \text{ бар}$$

$$p_2 = P_S - p_1 + P_T, \text{ бар}$$

Проверка размеров цилиндра и расчет номинального объемного расхода  $Q_N$  в зависимости от давления нагрузки  $p_1$ .

$$Q_M = 0,01 \cdot \omega_M \cdot D_M, \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = Q_M \sqrt{\frac{35}{p_S - p_1}}, \text{ л/МИН}$$

Выбор сервомотора на 10% больше расчетного номинального расхода.

Расчет:

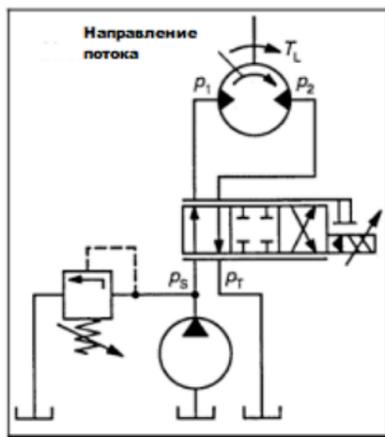
$$p_1 = \frac{210 + 0}{2} + \frac{10 \cdot \pi \cdot 56,5}{82} = 127 \text{ бар}$$

$$p_2 = 210 - 127 + 0 = 83 \text{ бар}$$

$$Q_M = 0,01 \cdot 10 \cdot 82 = 8,2 \text{ л/МИН}$$

$$Q_N = 8,2 \sqrt{\frac{35}{210 - 127}} = 5,3 \text{ л/МИН}$$

- Гидравлический двигатель с отрицательной нагрузкой



Толкование:  
 $T = \alpha \cdot J \cdot T_L$ , Н·м

Заданные параметры:

$T = -170$  Н·м

$p_S = 210$  бар

$p_T = 0$  бар

$D_M = 82$  см<sup>2</sup>/рад

$\omega_M = 10$  рад/с

$\Rightarrow p_1$  и  $p_2$

$$p_1 = \frac{p_S + p_T}{2} + \frac{10\pi T}{D_M}, \text{ бар}$$

$$p_2 = p_S - p_1 + p_T, \text{ бар}$$

Проверка размеров цилиндра и расчет номинального объемного расхода  $Q_N$  в зависимости от давления нагрузки  $p_1$ .

$$Q_M = 0,01 \cdot \omega_M \cdot D_M, \text{ л/мин}$$

$$Q_N = Q_M \sqrt{\frac{35}{p_S - p_1}}, \text{ л/мин}$$

Выбор сервомотора на 10% больше расчетного номинального расхода.

Расчет:

$$p_1 = \frac{210+0}{2} + \frac{10 \cdot \pi \cdot (-170)}{82} = 40 \text{ бар}$$

$$p_2 = 210 - 40 + 0 = 170 \text{ бар}$$

$$Q_M = 0,01 \cdot 10 \cdot 82 = 8,2 \text{ л/мин}$$

$$Q_N = 8,2 \sqrt{\frac{35}{210-40}} = 3,6 \text{ л/мин}$$

## Определение уменьшенных масс различных систем

Для расчета необходимых сил гидравлической системы необходимо определить размеры различных компонентов (цилиндров/двигателей...), чтобы ускорение, торможение массы происходило правильно и целенаправленно.

Механика системы определяет ход цилиндров и двигателей.

Необходимо выполнить расчеты скорости и силы.

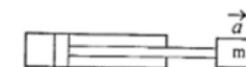
Определяя уменьшенную массу системы, можно сделать вывод об ускорении и его влиянии на систему.

Уменьшенная масса ( $M$ ) – это точечная масса, которая имеет те же компоненты силы и ускорения к правильной системе, что и нормальная масса.

Для вращательных систем следует учитывать уменьшенный момент инерции. При рассмотрении с помощью систем измерения смещения или приложений с торможением массы, сначала необходимо определить уменьшенную массу!

Для определения сил ускорения используется 2-й основной закон Ньютона.

$$F = m \cdot a$$



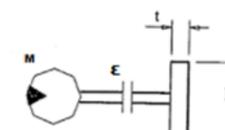
$F$  = Сила, Н

$m$  = Масса, кг

$a$  = Ускорение, м/с<sup>2</sup>

Для вращательного движения используется следующее уравнение:

$$M = I \cdot \epsilon$$

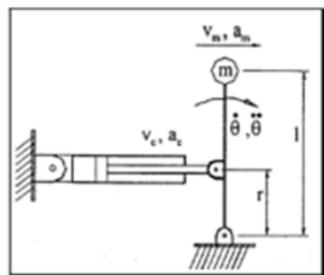


$M$  = Крутящий момент, Н·м

$I$  = Момент инерции, кг·м<sup>2</sup>

$\epsilon$  = Угловое ускорение, рад/с<sup>2</sup>

- Линейный привод
- Основные области применения (энергетический метод)



Масса  $m$  – это точечная масса, а стержень  $l$  – без веса. Ось цилиндра имеет прямой угол к стержню  $l$ .

Отношения между цилиндром и стержнем следующие:

$$\theta' = \frac{v_c}{r} = \frac{v_m}{l} \quad \theta'' = \frac{a_c}{r} = \frac{a_m}{l}$$

Необходимый крутящий момент для ускорения массы:

$$\begin{aligned} M &= I \theta'' = F \cdot r = m \cdot l^2 \cdot X \cdot \theta'' = m \cdot l^2 \cdot X \cdot \frac{a_m}{l} = I = m \cdot l^2 \\ &= m \cdot l \cdot X \cdot a_m \quad \theta'' = \frac{a_m}{l} \\ \implies F &= \frac{m \cdot l \cdot a}{r} = m \cdot i \cdot a_m \quad i = \frac{l}{r} \end{aligned}$$

$m \cdot i$  можно рассматривать как движение массы  $m$ .

$$F = m \cdot i \cdot a_m = m \cdot i \cdot \frac{l \cdot a_c}{r} = m \cdot i^2 \cdot a_c = M \cdot a_c \quad \frac{a_c}{r} = \frac{a_m}{l}$$

$m \cdot i$  можно рассматривать как движение массы  $m$ .

$F$  = Сила, действующая на цилиндр, Н

$m$  = Уменьшенная масса, кг

$a_c$  = Ускорение стержня цилиндра, м/с<sup>2</sup>

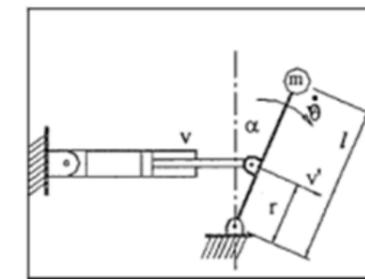
В целом, применяется:  $M = m \cdot i^2$

Тот же результат может быть достигнут с помощью энергетического метода (кинетическая энергия массы  $m$ ). Зависимость движения массы от движения цилиндра может быть определена с помощью геометрии системы.

Энергия массы:

$$\begin{aligned} KE &= \frac{1}{2} \cdot I \cdot \theta'^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot l^2 \cdot \theta'^2 = \quad (I = m \cdot l^2) \\ &= \frac{1}{2} \cdot m \cdot l^2 \cdot \left(\frac{v_c}{r}\right)^2 = \quad (v_c = r \cdot \theta') \\ &= \frac{1}{2} \cdot m \cdot \frac{l^2}{r^2} \cdot v_c^2 = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v_c^2 \quad M = m \cdot i^2 \text{ и } i = \frac{l}{r} \end{aligned}$$

- Точечная масса при линейных движениях



$v$  – горизонтальная составляющая  $v'$ .  $v'$  – располагается под прямым углом к стержню  $l$ . Энергетический метод:

$$\begin{aligned} KE &= \frac{1}{2} \cdot I \cdot \theta'^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot l^2 \cdot \theta'^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot l^2 \cdot \left(\frac{v'}{r}\right)^2 = \quad (\theta' = \frac{v'}{r}) \\ &= \frac{1}{2} \cdot m \cdot \frac{l^2}{r^2} \cdot v'^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot i^2 \cdot v'^2 \end{aligned}$$

$$v = v' \cdot \cos \alpha$$

$$\implies KE = \frac{1}{2} \cdot m \cdot i^2 \cdot v'^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{m \cdot i^2}{(\cos \alpha)^2} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2$$

$$M = m \cdot \frac{i^2}{(\cos \alpha)^2} \implies M \text{ зависит от положения.}$$

Если:

$$\alpha = 0^\circ, \text{ то } \cos \alpha = 1$$

$$M = m \cdot i^2$$

$$\alpha = 90^\circ, \text{ то } \cos \alpha = 0$$

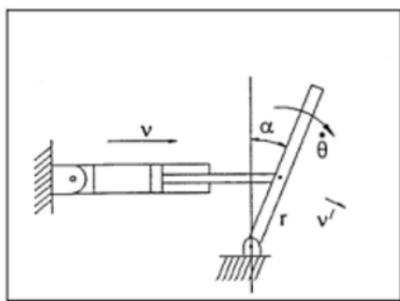
$$M = \infty$$

$$\alpha = 30^\circ, \text{ то } \cos \alpha = \pm 0,866$$

$$M \alpha = m \cdot \frac{i^2}{0,75}$$

Если цилиндр перемещает массу, как на предыдущем изображении, а движение составляет от  $-30^\circ$  до  $+30^\circ$ , то силы ускорения и торможения в точке вращения должны быть рассчитаны с уменьшенной массой, которая в два раза больше, чем в нейтральной точке.

○ Распределенная масса при линейных движениях



Рассматривая тот же стержень  $l$  с массой  $m$ , также можно рассчитать уменьшенную массу стержня.

$$KE = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \theta'^2 = \frac{1}{2} \cdot X \cdot \frac{1}{3} \cdot m \cdot l^2 \cdot \theta'^2 = \frac{1}{2} \cdot X \cdot \frac{1}{3} \cdot m \cdot l^2 \cdot \left(\frac{v'}{r}\right)^2 = \frac{1}{3} \cdot m \cdot l^2$$

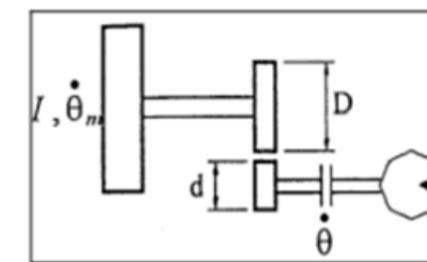
$$= \frac{1}{2} \cdot X \cdot \frac{1}{3} \cdot m \cdot \frac{l^2}{r^2} \cdot v'^2 = \frac{1}{2} \cdot X \cdot \frac{1}{3} \cdot m \cdot i^2 \cdot v'^2 \quad (\theta' = \frac{v'}{r})$$

$$v = v' \cdot \cos \alpha$$

$$= \frac{1}{2} \cdot X \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{m \cdot i^2}{(\cos \alpha)^2} \cdot v^2 = \frac{1}{3} \cdot M \cdot v^2$$

$$M = \frac{1}{2} \cdot \frac{m \cdot i^2}{(\cos \alpha)^2}$$

● Вращение



Теперь рассмотрим вращающуюся массу с моментов инерции  $I$ , приводимую в движение двигателем (отношение  $D/d$ ).

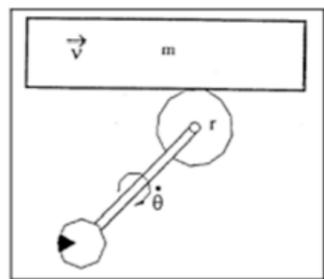
$$KE = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \theta'^2 = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \left(\theta' \cdot \frac{d}{D}\right)^2 = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cdot \theta'^2 = \frac{1}{2} \cdot I \cdot i^2 \cdot \theta'^2 = \frac{1}{2} \cdot I_e \cdot \theta'^2 \quad i = \frac{d}{D}$$

$I =$  Момент инерции, кг·м<sup>2</sup>  
 $\theta' =$  Угловое ускорение, рад/с<sup>2</sup>

При использовании коробки передач  $i$  необходимо учитывать.

Если  $i = D/d$ , то  $I_e = I/i^2$ .

- Сочетание линейного и вращательного движения



Масса  $m$  здесь перемещается колесом с радиусом  $R$ . Колесо лишено веса.

$$KE = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r \cdot \theta')^2$$

$$v = r \cdot \theta'$$

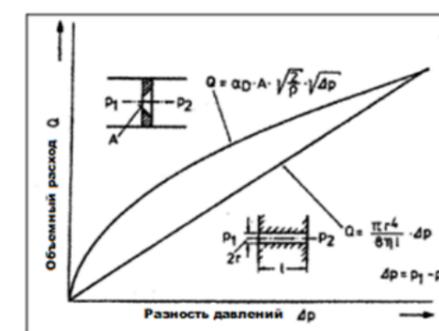
$$= \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \cdot \theta'^2 = \frac{1}{2} \cdot I_e \cdot \theta'^2$$

$$I_e = m \cdot r^2$$

## Гидравлические резисторы

Сопротивление сужению поперечного сечения – это изменение приложенной разности давлений к соответствующему изменению объемного расхода.

$$R = \frac{d(\Delta p)}{dQ}$$



- Уравнение диафрагмы

$$Q_{\text{диафр}} = 0,6 \cdot \alpha_k \cdot \frac{d_d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

$\alpha_k$  = Количество потока (0,6-0,8)

$\rho$  = 0,88, кг/дм<sup>3</sup>

$d_d$  = Диаметр диафрагмы, мм

$\Delta p$  = Разность давлений, бар

$Q_{\text{диафр}}$  = л/мин

- Уравнение дроссельной заслонки

$$Q_{\text{дрос}} = (p_1 - p_2) \cdot \frac{r^4 \cdot \pi}{8 \cdot \eta \cdot l}$$

$$\eta = \rho \cdot \vartheta$$

$Q_{\text{дрос}}$  = м<sup>3</sup>/с

$\eta$  = Динамическая вязкость, кг/м·с

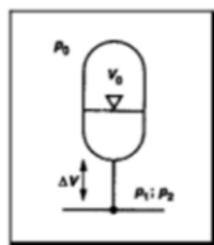
$\rho$  = 880, кг/м<sup>3</sup>

$l$  = Длина дроссельной заслонки, м

$\vartheta$  = Кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с

$r$  = Радиус, м

## Гидроаккумулятор



$$\Delta V = V_0 \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} \right]$$

$$p_2 = \frac{p_1}{\left[ 1 - \frac{\Delta V}{V_0 \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}} \right]^k}$$

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} \right]}$$

$k = 1,4$  (коэффициент адиабаты)

$\Delta V$  = Полезный объем, л

$V_0$  = Объем, л

$p_0$  = Давление наполнения газа, бар

$p_1$  = Рабочее давление min (падение давления на клапане), бар

$p_2$  = Рабочее давление max, бар

$p_0 < 0,9 \cdot p_1$

Для насосов с регулируемым давлением предусмотреть накопитель в контуре давления!

Время поворота насоса  $t_p$  брать из каталога насосов.

$\Delta V = Q \cdot t_p$

## Теплообменник (масляная вода)

$$PTB = t_m - t_{ox}$$

$$p_{01} = \frac{P_p}{PTB}$$

$$\Delta t_{ox} = \frac{14 \cdot P_p}{V_{ox}}$$

Расчет  $t_m$  варьируется в зависимости от жидкости под давлением.

$V_m$  = Расход масла, л/мин

$P_p$  = Рассеиваемая мощность, кВт

$t_m$  = Температура масла на входе, К

$\Delta t_m$  = Охлаждение масла, К

$T_{ox}$  = Температура охлаждающей воды на входе, °C

$\Delta t_{ox}$  = Нагрев охлаждающей воды, К

$V_{ox}$  = Расход охлаждающей воды, л/мин

$PTB$  = Разница температур на входе, К

$p_{01}$  = Холодопроизводительность, кВт/ч

HFA

$$\Delta t_m = \frac{14,7 \cdot P_p}{V_m}$$

HLP/HFD

$$\Delta t_m = \frac{36 \cdot P_p}{V_m}$$

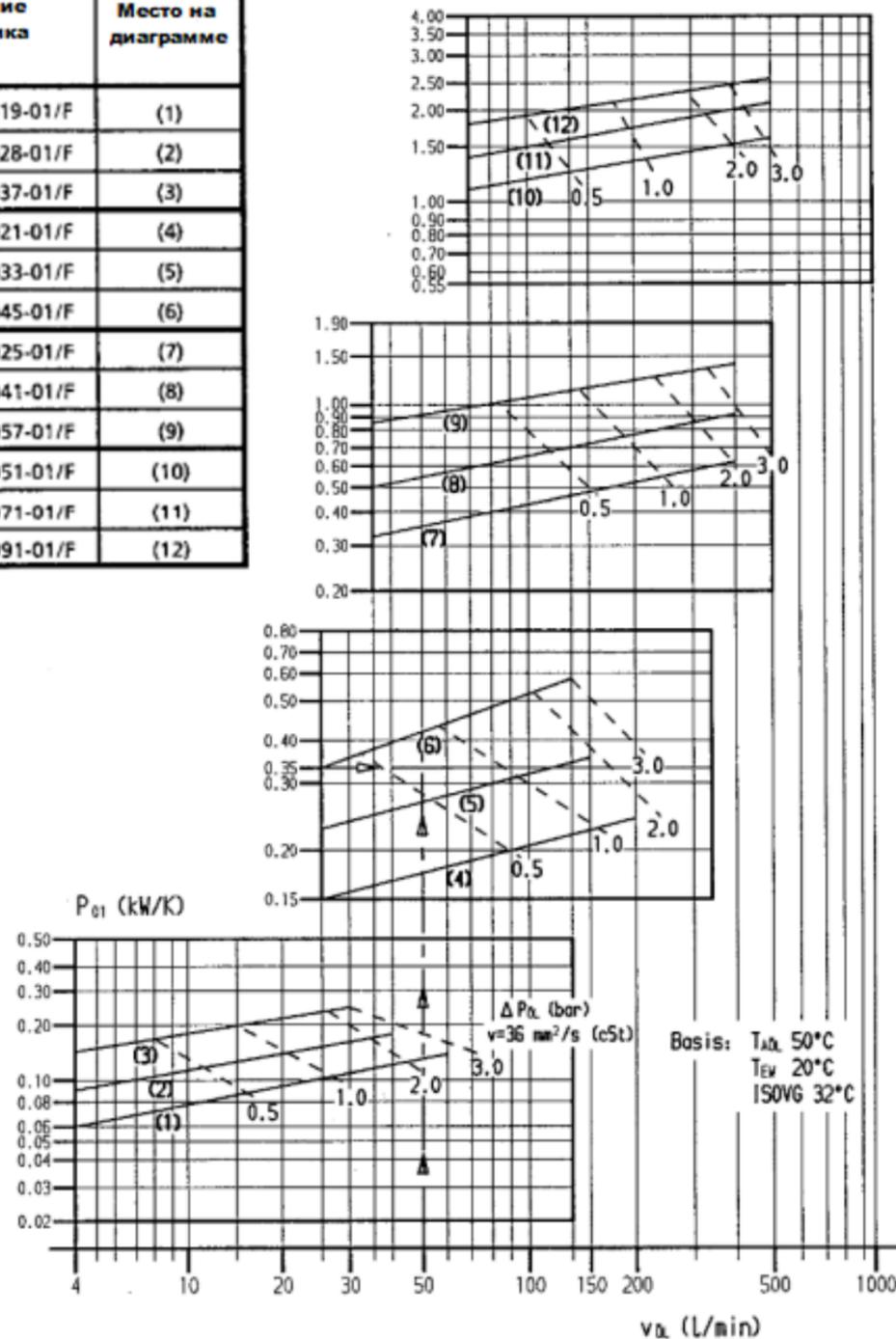
HFC

$$\Delta t_m = \frac{17,2 \cdot P_p}{V_m}$$

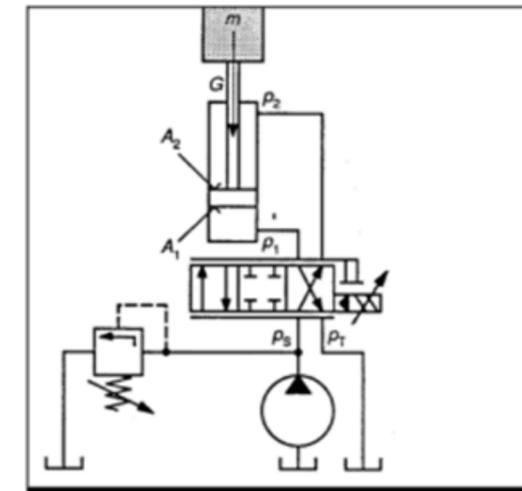
Исходя из расчетного значения  $p_{01}$ , можно определить номинальный размер теплообменника по диаграммам различных производителей.

## Пример стандартов-АБ:

Наименование теплообменника	Место на диаграмме
AB 32-09/056G-019-01/F	(1)
AB 32-09/056G-028-01/F	(2)
AB 32-09/056G-037-01/F	(3)
AB 32-09/080G-021-01/F	(4)
AB 32-09/080G-033-01/F	(5)
AB 32-09/080G-045-01/F	(6)
AB 32-09/110G-025-01/F	(7)
AB 32-09/110G-041-01/F	(8)
AB 32-09/110G-057-01/F	(9)
AB 32-09/132G-051-01/F	(10)
AB 32-09/132G-071-01/F	(11)
AB 32-09/132G-091-01/F	(12)



## Конструкция клапана



Из данных цилиндра и скоростей входа и выхода можно рассчитать необходимый объемный расход.

$P = P_s$  сист. загр. -  $P_L$  посл. загр. -  $P_T$  перемот. наз  
(Посл. загр  $\approx 2/3$  Сист. загр.)  
При оптимальной эффективности.

$F_T$  = Сила нагрузки, даН  
 $P_s$  = Давление в системе, бар  
 $P_T$  = Давление возврата, бар  
 $A_1$  = Площадь поршня, см<sup>2</sup>  
 $A_2$  = Площадь кольца, см<sup>2</sup>  
 $\phi$  = Отношение площадей цилиндра  
 $v_{max}$  = Скорость выхода цилиндра см/с  
 $\Rightarrow > p_1$  и  $p_2$

$$P_2 = \frac{P_s A_2 \phi^3 + F_T + (P_T A_2 \phi)}{A_2 (1 + \phi^3)}, \text{ бар}$$

$$P_2 = P_T + (P_s - P_2) \cdot \phi^2 \text{ бар}$$

Проверка размеров цилиндра и расчет номинального объемного расхода  $Q_N$  в зависимости от давления нагрузки  $p_1$ .

$$Q = 0,06 \cdot A_2 \cdot v_{max}, \text{ л/мин}$$

$$Q_N = Q \sqrt{\frac{X}{P_s - P_2}}, \text{ л/мин}$$

$X = 35$  (сервоклапан) Падение давления через управляющую кромку  
 $X = 35$  (пропеллер) Падение давления через контрольную кромку (пропеллер с втулкой)  
 $X = 5$  (пропеллер) Падение давления над одной кромкой управления (пропеллер без втулки)

**Выбор клапана на 10% превышает расчетный номинальный объемный расход.**



ООО «ГС ЮНИТ»  
г. Санкт-Петербург, Курляндская 49  
Тел. +7 (812) 629-68-57  
[info@hydraulicunit.ru](mailto:info@hydraulicunit.ru)

 HydraulicUnit